

# TRABAJO FIN DE MASTER

---

UTILIZACIÓN DE UN GRUPO DE ABSORCIÓN PARA LA  
GENERACIÓN DE FRÍO A 15°C MEDIANTE RESIDUOS DE LOS  
PROCESOS DE DESTILACIÓN

José Antonio Salar Marco

24 de septiembre de 2012

El objetivo es mejorar la eficiencia energética de la planta a través de un estudio técnico y económico para la implantación de un sistema de absorción para enfriar agua de una balsa a 15°C. Y comparar la viabilidad de un sistema de absorción frente a un sistema de compresión simple tradicional.

## **INDICE**

1.- INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS DEL PROYECTO.....	6
1.1 INTRODUCCIÓN.....	6
1.1 OBJETIVO .....	10
1.3. EMPLAZAMIENTO.....	10
1.3.1. ¿Qué es TAKASAGO?.....	10
2.- LEGISLACIÓN APLICABLE .....	14
3.1. ¿QUÉ ES UN CICLO DE ABSORCIÓN? .....	15
3.2. CICLO DE DOBLE EFECTO .....	16
3.3. SISTEMA ELEGIDO PARA LA REALIZACIÓN DEL PROYECTO.....	19
3.4. FUNCIONAMIENTO DE UNA MÁQUINA DE DOBLE EFECTO.....	19
4.- FUNCIONAMIENTO ACTUAL DE LA PLANTA.....	23
4.1. COMO FUNCIONA Y PORQUE HAY QUE CAMBIAR.....	23
4.2. ESQUEMA Y FUNCIONAMIENTO DE UN DESTILADOR .....	24
4.3. COMO AFECTA LA INESTABILIDAD DEL PROCESO EN EL DESTILADOR .....	26
4.4. SOLUCIÓN .....	27
4.5. PLANTEAMIENTO DEL ESTUDIO A REALIZAR.....	28
5.- SOLUCIÓN ADOPTADA PARA MEJORAR EL FUNCIONAMIENTO ACTUAL DE LA PLANTA.....	29
5.1. PRIMERA POSIBLE SOLUCIÓN.....	29
5.1.1. Comprobación del enfriamiento del embalse. ....	30
5.1.2. Evaluación de la temperatura 4 horas más tarde .....	34
5.2. SEGUNDA POSIBLE SOLUCIÓN.....	35
5.3. SOLUCIÓN FINAL ADOPTADA. ....	37
6.- DESCRIPCIÓN DE LOS COMPONENTES DE LA INSTALACIÓN.....	39
6.1. MÁQUINA ABSORCIÓN .....	39

6.2. CIRCUITO AGUA ENFRIAMIENTO (TORRE) .....	41
Figura 16: Esquema del funcionamiento de la torre de refrigeración .....	41
6.2.1 Conductos .....	42
6.2.2. Bombas de circulación.....	45
6.2.3. Torre de refrigeración.....	46
6.2.4 Accesorios y sistemas de regulación .....	47
6.3. CIRCUITO DE AGUA REFRIGERADA .....	48
6.3.1. Conductos .....	48
6.3.2. Caudalímetro .....	48
6.3.3 Bombas de circulación .....	51
6.4. CIRCUITO DE ALIMENTACIÓN DE VAPOR DE AGUA.....	51
6.4.1 Conductos .....	53
6.4.2. Tanque de condensado.....	56
6.4.3. Conductos circuito de condensado .....	56
6.4.4. Caldera.....	58
7.- PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO DE LOS DIFERENTES ELEMENTOS DE LA INSTALACIÓN.....	63
7.1. MAQUINA DE ABSORCIÓN .....	63
7.2. CIRCUITO DE AGUA ENFRIAMIENTO (TORRE).....	64
7.2.1. Conductos.....	64
7.2.1.1. Definición de tramos y obtención de caudales .....	64
7.2.1.2. Pérdidas en conductos .....	64
7.2.2. Selección de las bombas de circulación .....	65
7.2.3. Accesorios .....	66
7.2.4. Torre de refrigeración.....	66
7.3. CIRCUITO DE AGUA REFRIGERADA .....	67
7.3.1. Conductos .....	67
7.3.1.1. Definición de tramos y obtención de caudales .....	67
7.3.1.2. Pérdidas en conductos .....	67

UTILIZACIÓN DE UN GRUPO DE ABSORCIÓN PARA LA GENERACIÓN DE FRÍO A 15°C  
MEDIANTE RESIDUOS DE LOS PROCESOS DE DESTILACIÓN

José Antonio Salar Marco

7.3.2. Bombas de circulación.....	68
7.3.3. Caudalímetro .....	68
7.3.4. Accesorios .....	70
7.4. CIRCUITO DE AGUA VAPOR.....	71
7.4.1 Circuito vapor .....	71
7.4.1.1. Cálculo del diámetro óptimo de la tubería.....	71
7.4.1.2. Pérdida de carga en la tubería.....	72
7.4.1.3. Aislamiento tuberías.....	76
7.4.2. Circuito condensado .....	77
7.4.2.1. Aislamiento tuberías.....	80
8.- CALCULOS JUSTIFICATIVOS. ....	81
8.1. MAQUINA DE ABSORCIÓN .....	81
8.2. CIRCUITO DE AGUA ENFRIAMIENTO (TORRE).....	82
8.2.1. Conductos .....	82
8.2.1.1. Definición de tramos y obtención de caudales .....	82
8.2.1.2. Pérdidas en conductos. ....	84
8.2.2. Selección de las bombas de circulación .....	86
8.2.3. Torre de refrigeración.....	86
8.3. CIRCUITO DE AGUA REFRIGERADA .....	87
8.3.1 Conductos .....	87
8.3.1.1. Definición de tramos y obtención de caudales .....	87
8.3.1.2. Pérdidas de carga.....	87
8.3.2. Selección de las bombas de circulación .....	88
8.4. CIRCUITO DE VAPOR .....	90
8.4.1. Circuito de vapor. ....	90
8.4.1.1. Diámetro óptimo de la tubería. ....	90
8.4.1.2. Pérdida de carga en la tubería.....	92
8.4.1.3. Calculo aislamiento de la tubería.....	92



UTILIZACIÓN DE UN GRUPO DE ABSORCIÓN PARA LA GENERACIÓN DE FRIO A 15°C  
MEDIANTE RESIDUOS DE LOS PROCESOS DE DESTILACIÓN

José Antonio Salar Marco

8.4.2. Circuito de condensado .....	93
8.4.2.1. Cálculo aislamiento de la tubería.....	94
9.- ESTUDIO ECONÓMICO.....	95
9.1. EXISTENCIAS DE RESIDUO.....	95
9.2. COMPARACIÓN COMPRESIÓN- ABSORCIÓN (EQUIPO 1 GN Y EQUIPO 2 GN) .....	97
9.2.1. Equipo de absorción .....	99
9.2.2. Equipo de compresión .....	100
9.2.3 Comparación de ciclos.....	100
9.2.4. Resto de situaciones.....	101
9.3. COMPARACIÓN COMPRESIÓN- ABSORCIÓN (EQUIPO 1 RESIDUO Y EQUIPO 2 GN) .....	103
9.3.1. Equipo de absorción .....	103
9.3.2. Equipo de compresión .....	104
9.3.3. Comparación de ciclos.....	105
9.3.4. Resto de situaciones.....	106
9.4. COMPARACIÓN COMPRESIÓN- ABSORCIÓN (EQUIPO 1 RESIDUO Y EQUIPO 2 RESIDUO).....	107
9.4.1. Equipo de absorción .....	108
9.4.2. Equipo de compresión .....	108
9.4.3. Comparación de ciclos.....	109
9.4.4. Resto de situaciones.....	110
9.5. COMPARACIÓN COMPRESIÓN- ABSORCIÓN (EQUIPO 1 GN Y EQUIPO 2 RESIDUO) .....	111
9.5.1. Equipo de absorción .....	111
9.5.2. Equipo de compresión .....	112
9.5.3. Comparación de ciclos.....	112
9.5.4. Resto de situaciones.....	113
10.- CONCLUSIÓN FINAL .....	115

UTILIZACIÓN DE UN GRUPO DE ABSORCIÓN PARA LA GENERACIÓN DE FRIO A 15°C  
MEDIANTE RESIDUOS DE LOS PROCESOS DE DESTILACIÓN

---

José Antonio Salar Marco

10.1. CONCLUSIÓN .....	115
11.- BIBLIOGRAFIA.....	117
11.1. BIBLIOGRAFIA .....	117

# 1.- INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS DEL PROYECTO

## 1.1 INTRODUCCIÓN

El concepto de eficiencia energética, es un concepto muy amplio que a la vez admite múltiples definiciones. Podríamos dar como válido que eficiencia energética es la relación entre la producción de un rendimiento, servicio, bien o energía y el gasto de energía asociado.

Pero en lo que sí todos estamos de acuerdo es en el objetivo que perseguimos, es decir, la optimización de los recursos energéticos en las instalaciones, independientemente del sector (industria, infraestructura o edificio) en que nos encontremos.

Durante los últimos años, la optimización de estos ha estado en boca y en la agenda de muchos de nosotros, pero muy poca gente ha llevado a cabo iniciativas en busca de esa optimización, ya que la preocupación ha venido siendo relativa a pesar de que ya existían datos que nos revelaban la necesidad de optimizarlos; como por ejemplo que la energía consumida en muchos procesos industriales representa entre un 25 y un 50% de los costes o que el 40% del consumo energético de EEUU y Europa se produce en los edificios.

Mediante la “Intensidad energética” (cantidad de energía que se necesita para producir un dólar estadounidense de Producto Interior Bruto (PIB)) se compara la eficiencia energética entre países con PIB similares.

A día de hoy, diversos factores macroeconómicos, políticos y estratégicos han hecho que la preocupación por el ahorro energético haya escalado posiciones en esa lista de prioridades.

Algunos de los factores cruciales en este cambio de prioridades son:

### 1.-Incremento del coste de la energía.

- *Petróleo.* El coste de barril de petróleo ha incrementado su precio en más de un 600%

desde el año 1998. Además la inestabilidad política de las zonas con mayor producción ayuda a que ese incremento tienda a aumentar constantemente sin un horizonte claro.

- Gas natural. El incremento del gas natural industrial ha sido durante el último año de un 52% y su evolución será muy parecida a la del petróleo.
- Electricidad. Si analizamos la evolución del incremento del IPC frente al Kwh, apreciamos que durante un periodo de tiempo, la electricidad estuvo en cierta manera subvencionada. Esta situación ha cambiado drásticamente y el incremento de la tarifa no ha dejado de crecer.

Además, es conocida la denuncia por parte de las compañías eléctricas del déficit tarifario, hecho que se produce cuando los ingresos por tarifa son inferiores a los costes de generación y que sólo en 2005 ascendió a 3.825 millones de euros. Este déficit se irá enjugando con constantes incrementos de la tarifa eléctrica hasta el año 2020 para evitar una subida inviable y a la vez políticamente incorrecta superior al 20%.

A pesar del incremento de la energía, no debe pasarnos por mente pensar que el consumo energético debe disminuir. Todo país que pretenda seguir creciendo y evolucionando debe mantener incrementos de consumo, pero este incremento debe ser eficiente y no un derroche. De hecho, si analizamos los incrementos de energía en los distintos sectores de nuestro país, no debe sorprendernos encontrarnos con valores de +320% en comercios y servicios, +57% en doméstico y +148% en industria.

## 2.-Incremento de la presión política y medioambiental.

A lo largo de los últimos años, distintas iniciativas estatales e internacionales han sido aprobadas. Entre ellas debemos destacar:

- Protocolo de Kyoto (1999). Regulación de las emisiones de efecto invernadero.
- Directiva 2002/91/CE. Directiva sobre eficiencia energética en los edificios.
- Plan de Ahorro y Eficiencia Energética para España 2002-2012 (E4).
- Código Técnico de la Edificación (CTE).
- Directiva 2006/32/CE.

José Antonio Salar Marco

Directiva sobre la eficiencia del uso final de la energía y los servicios energéticos.

Además de estas nuevas normativas o reglamentaciones que nos indican cómo ser más eficientes, las distintas comunidades autónomas vienen aprobando subvenciones para la realización de auditorías energéticas, cambios Tecnológicos y aplicación de planes de gestión de energía.

### **Objetivos de los planes de Eficiencia Energética**

El ahorro energético, es evidentemente el principal objetivo de cualquier plan de eficiencia energética pero no nos debemos contentar sólo con él. En nuestro punto de mira, debemos tener también:

- La mejora de la productividad mediante la mejora en la eficiencia de los equipos y la planificación del mantenimiento.
- La mejora de la disponibilidad de las instalaciones para garantizar así la continuidad del servicio o proceso, permitir una mejor previsión de la producción y evitar problemas de no calidad tanto en la producción como en el servicio. De hecho, se estima que cada año en España se pierden entre 70 y 100 millones de euros debido a problemas de calidad de energía eléctrica.

En la mayoría de casos, la consecución de estos objetivos implica cambios en:

- Uso de la tecnología y automatización de las instalaciones.
- Comportamiento del personal.
- Políticas y estrategias internas.

Pero previa definición de estos cambios o modificaciones debe realizarse un análisis o auditoría de la instalación además de un acopio de información referente a los distintos consumos del edificio o industria (principalmente consumos eléctricos). Este acopio de parámetros energéticos puede realizarse puntualmente, durante la auditoría, con equipos portátiles, pero es imprescindible la instalación de un sistema de supervisión con

José Antonio Salar Marco

equipos fijos que nos permita a posteriori el análisis y estudio de la evolución de la instalación. De hecho, la información puntual, es indicativa de la situación, pero lo que realmente nos permite tomar decisiones es ver el cómo y hacia donde evoluciona nuestra instalación.

Además de permitirnos detectar situaciones anómalas, la información de dónde, cómo y cuánto consumimos es básica para luego poder abordar aquellos puntos donde vemos una mayor posibilidad de ahorro. Así, la distribución de consumos no tendrá nada que ver en un hipermercado donde la refrigeración de alimentos es el mayor consumidor, con un hotel donde el ACS y la climatización son los de mayor peso y por tanto las posibilidades de ahorro serán muy distintas.

### **Cambios para mejorar.**

Volviendo a los cambios a implementar que antes mencionábamos, debemos tener en cuenta que todo cambio, por pequeño que sea, implica un beneficio aunque para que ese beneficio sea significativo debemos implementar los cambios siguiendo una política preestablecida.

### **Conclusión**

Concluyendo, podemos afirmar que a día de hoy para seguir siendo competitivos y para cumplir con las últimas reglamentaciones medioambientales, la búsqueda de la eficiencia energética ya no es una opción a valorar sino que es algo imprescindible y totalmente necesario.

Además, debemos tener en mente que se debe elaborar un plan específico en el que se definan los objetivos a conseguir y la estrategia a seguir y en el que la realización de un sub plan de auditorías y la instalación de un sistema de supervisión y automatización serán la base para el éxito deseado.

### **1.1 OBJETIVO**

Mejorar la eficiencia energética de la planta a través de un estudio técnico y económico para la implantación de un sistema de absorción para enfriar agua de una balsa a 15°C. Y comparar la viabilidad de un sistema de absorción frente a un sistema de compresión simple tradicional.

Se está haciendo un estudio técnico y económico para la implantación de un equipo de absorción para enfriar agua en una balsa en la empresa TAKASAGO en El Palmar (Murcia) el equipo de absorción necesita una caldera para producir el vapor necesario para obtener la potencia de refrigeración demandada. La caldera estará alimentada por un residuo de características similares a las del fueloil, este residuo es producido por dicha planta y serviría según los primeros cálculos para producir el 50% de vapor necesario para alimentar la máquina de absorción. A parte de la caldera también hará falta una torre de refrigeración para disipar el calor producido en el ciclo.

Como en apartados sucesivos se explicará para que se produzca en el intercambiador de calor del destilador un rendimiento máximo **el agua que pasa a través del condensador debe estar aproximadamente a 15°C este es el objetivo principal del proyecto.**

### **1.3. EMPLAZAMIENTO**

La ubicación del proyecto se encuentra en el Palmar (Murcia) en la empresa TAKASAGO que se sitúa concretamente en la carretera de Mazarrón número 49.

En los planos 1 y 2 podemos ver el plano de emplazamiento y de situación de la empresa.

#### **1.3.1. ¿Qué es TAKASAGO?**

*Takasago International Chemicals (Europe) S.A.*, está localizada en el municipio de Murcia, en una localidad cercana a una de las áreas de más importante actividad industrial dentro del municipio. Inició su actividad con el nombre de **ACEDESA** en

José Antonio Salar Marco

1964, rectificando y purificando de aceites esenciales de origen Español para la obtención de componentes en forma pura (Eucaliptol, Anetol, etc.). En 1988 el grupo **TAKASAGO INTERNATIONAL CORPORATION** (Japón) pasa a adquirir el 30 % de las acciones de ACEDESA, impulsando desde entonces los siguientes programas de trabajo y proyectos:

Desde 1998, **ACEDESA** es filial al 100% del Grupo TAKASAGO y constituye la unidad productiva del Grupo en Europa para la fabricación de productos químicos para el subsector de fragancias y aromas químicos y a partir del 2003 para los nuevos intermedios farmacéuticos. A partir de 2005, ha cambiado su razón social a Takasago International Chemicals (Europe) S.A.

Takasago corporación Internacional fue fundado en Japón en 1920. Durante más de 80 años, Takasago ha desarrollado los sabores y fragancias más exitosas del mundo en alimentos, bebida, la fragancia fina, productos de cuidado de casa y personales como son; Aroma Chemical (Orbitone, Methyl Dioxolan, BetaPinene, AlfaPinene, Levosandol,...). Más de 150 productos.

Takasago es la principal empresa del sector de todo en la región asiática. La organización global Takasago mantiene oficinas, en sitios de producción y centros de investigación y construcción experimental en 24 países.

Por su red de investigación global, producción, creatividad y márketing, desarrollan productos adaptados a las necesidades individuales de cada mercado.



# UTILIZACIÓN DE UN GRUPO DE ABSORCIÓN PARA LA GENERACIÓN DE FRÍO A 15°C MEDIANTE RESIDUOS DE LOS PROCESOS DE DESTILACIÓN

José Antonio Salar Marco



*Figural: Regiones donde TAKASAGO desarrolla su actividad productiva*

UTILIZACIÓN DE UN GRUPO DE ABSORCIÓN PARA LA GENERACIÓN DE FRIO A 15°C  
MEDIANTE RESIDUOS DE LOS PROCESOS DE DESTILACIÓN

---

José Antonio Salar Marco

## 2.- LEGISLACIÓN APLICABLE

**-R.D. 865/03** del Ministerio de Sanidad y Consumo. Publicado en B.O.E.

18/07/03 Establece los criterios higiénicos-sanitarios para la prevención de la Legionelosis.

**-Directivas de marcado CE 2001/95/CE**, relativa a la seguridad general de los productos.

**-Reglamento electrotécnico de baja tensión**, aprobado por el RD del Ministerio de Industria 2413/1973 de 20 de septiembre de 2002.

**-NORMA UNE 100030:1994 IN - CLIMATIZACIÓN**

***-Reglamento técnico de distribución y utilización de combustibles gaseosos y sus ITC IGC de 01 a 11***

***-Normativa específica del sector del gas***

**RTDUCG.** Reglamento Técnico de Distribución y Utilización de Combustibles Gaseosos y sus Instrucciones Técnicas.

**RD 1428/1995** Aplicación de la Directiva 90/396/CEE sobre aparatos de gas

***-Normativa complementaria***

**RITE.** Reglamento de instalaciones Térmicas en Edificios

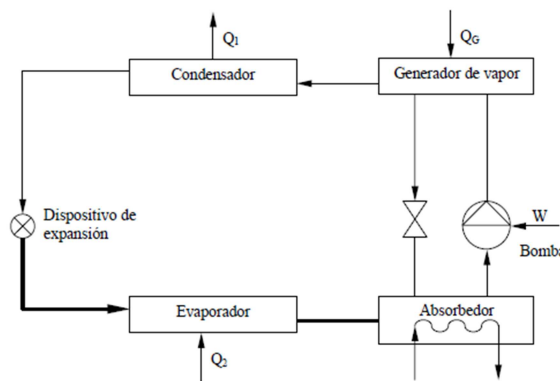
**RAP.** Reglamento de Aparatos a Presión

**REBT.** Reglamento Electrotécnico de Baja Tensión

### 3.- REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

#### 3.1. ¿QUÉ ES UN CICLO DE ABSORCIÓN?

Es un ciclo de refrigeración en el que el compresor de un ciclo tradicional se sustituye por un generador y un absorbedor básicamente.

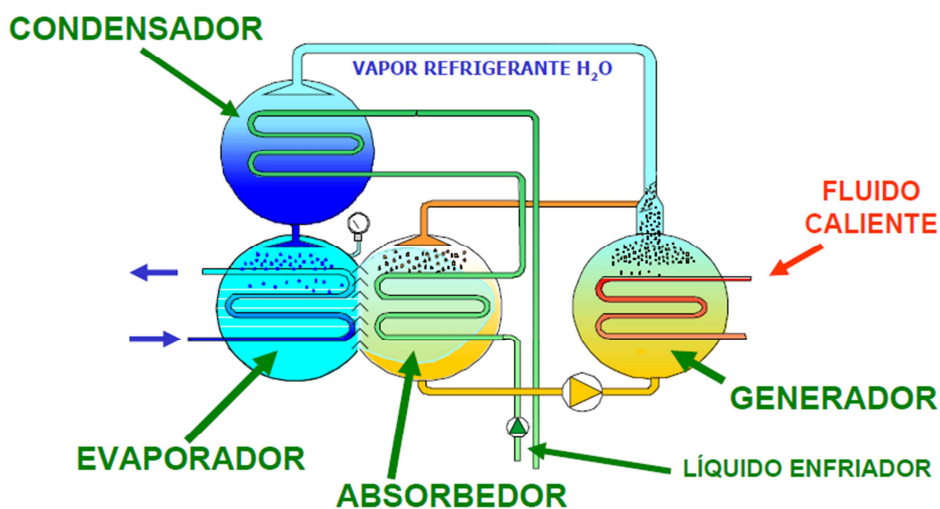


*Figura2: Ciclo elemental de un ciclo de refrigeración por absorción*

El ciclo de absorción trabaja con solo dos niveles de presión, de una forma similar al ciclo de compresión simple, presión elevada en el generador y condensador y presión baja en el absorbedor y evaporador. Este ciclo funciona de la siguiente manera; el refrigerante en fase vapor ( $\text{LiBr}$ ) circula hacia el evaporador es capturado en el absorbedor por una solución de ( $\text{H}_2\text{O}$ ) y algunos refrigerantes cediendo calor al ambiente. La parte de la solución rica en refrigerante sale del absorbedor y elevándose la presión mediante una bomba se dirige hacia el generador.

Mientras que la mezcla pobre de refrigerante se redirige previo paso por un intercambiador de calor desde el generador hacia el absorbedor. En el generador la solución hierve debido a la acción de una fuente exterior produciéndose vapor a alta

presión. El vapor circula por las diferentes fases del circuito, primero se transforma en líquido en el condensador cediendo calor al ambiente a continuación disminuye su presión en la válvula de expansión para finalmente en el evaporador realizar el enfriamiento que estamos buscando.



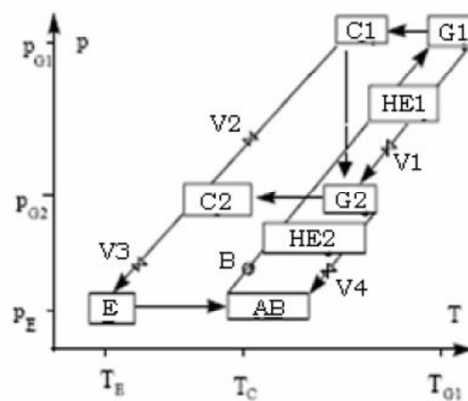
*Figura3: Esquema del funcionamiento de un sistema de absorción*

### **3.2. CICLO DE DOBLE EFECTO**

El ciclo de doble efecto surge a partir de la adición de equipos al ciclo de simple efecto, para poder mejorar su rendimiento. Esto es posible en las máquinas que operan con el par LiBr- $H_2O$ , ya que trabajan con niveles de presión muy bajos, mientras que no es posible en el caso de trabajar con la mezcla  $NH_3-H_2O$ , ya que introducir una nueva etapa incrementaría la temperatura de trabajo, y el incremento de presión que esto conlleva es demasiado.

En los ciclos de doble efecto, la temperatura del generador suele estar entre 140 y 180°C, mientras que en los de simple efecto está entre 70 y 90°C. Este incremento notable de temperatura tiene su reflejo en el COP, que pasa del 0,65-0,75 para los ciclos

En la figura 4, aparecen representados los equipos de un ciclo de doble efecto sobre un diagrama p-T, y la figura 5, representa el esquema de equipos y flujos.



**Leyenda**

1. Condensador
2. Vapor refrigerante
3. Generador de baja temperatura
4. Generador de alta temperatura
5. Agua de refrigeración
6. Refrigerante líquido
7. Evaporador
8. Agua enfriada
9. Solución intermedia
10. Fuente de calor
11. Solución concentrada
12. Absorbedor
13. Agua de refrigeración
14. Solución diluida
15. Bomba de absorbente

17

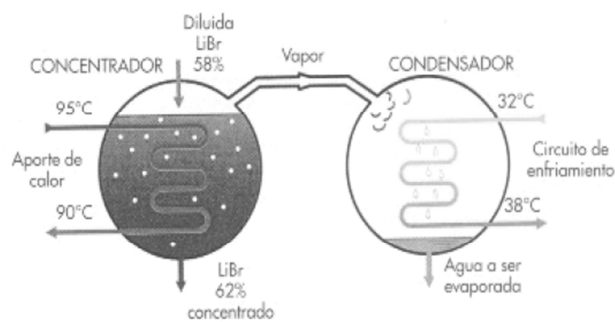
# UTILIZACIÓN DE UN GRUPO DE ABSORCIÓN PARA LA GENERACIÓN DE FRÍO A 15°C MEDIANTE RESIDUOS DE LOS PROCESOS DE DESTILACIÓN

José Antonio Salar Marco

## Resumen:

### Simple efecto

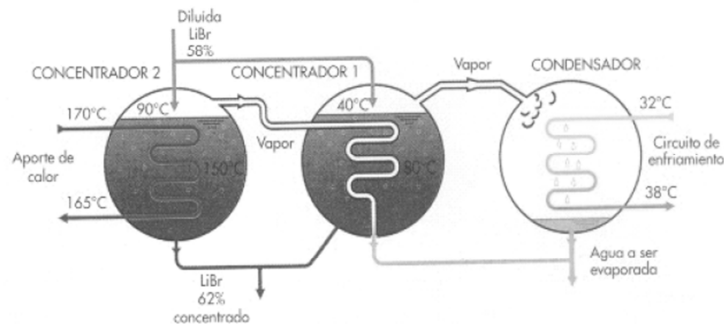
- Utilización de calor a 95°C
- Condensación del vapor a 40 °C
- Se pueden alcanzar COPs de 0,7 – 0,8



*Figura 6: Información básica ciclo de absorción de simple efecto*

### Doble efecto

- Utilización de calor a 170°C
- Resultado de la conexión de dos ciclos de absorción en cascada
- Condensación del vapor a 40 y 80 °C
- Se pueden alcanzar COPs entorno a 1,4



*Figura 7: Información básica ciclo de absorción de doble efecto*

José Antonio Salar Marco

### **3.3. SISTEMA ELEGIDO PARA LA REALIZACIÓN DEL PROYECTO**

El sistema elegido ha sido una máquina de absorción de doble efecto, bueno concretamente se van a instalar dos equipos para que de esta manera nunca pueda quedar el sistema de refrigeración parado en caso de avería o mantenimiento.

Concretamente se ha elegido una máquina de doble efecto debido a que el precio de la máquina es aproximadamente el doble y por lo tanto a lo largo de la vida útil se necesitará producir la mitad de potencia con lo que ante un más que posible aumento del combustible fósil que haya que utilizar para completar la demanda necesaria afectaría en bastante menor medida. Con el consumo que tenemos en la planta de combustible en dos o tres años según el caso elegido se amortizaría.

### **3.4. FUNCIONAMIENTO DE UNA MÁQUINA DE DOBLE EFECTO. ABSORSISTEM**

Tras consultar a diferentes fabricantes de máquinas de absorción se baraja la posibilidad de adquirir una máquina de doble efecto de la marca Absorsistem



# UTILIZACIÓN DE UN GRUPO DE ABSORCIÓN PARA LA GENERACIÓN DE FRÍO A 15°C MEDIANTE RESIDUOS DE LOS PROCESOS DE DESTILACIÓN

José Antonio Salar Marco

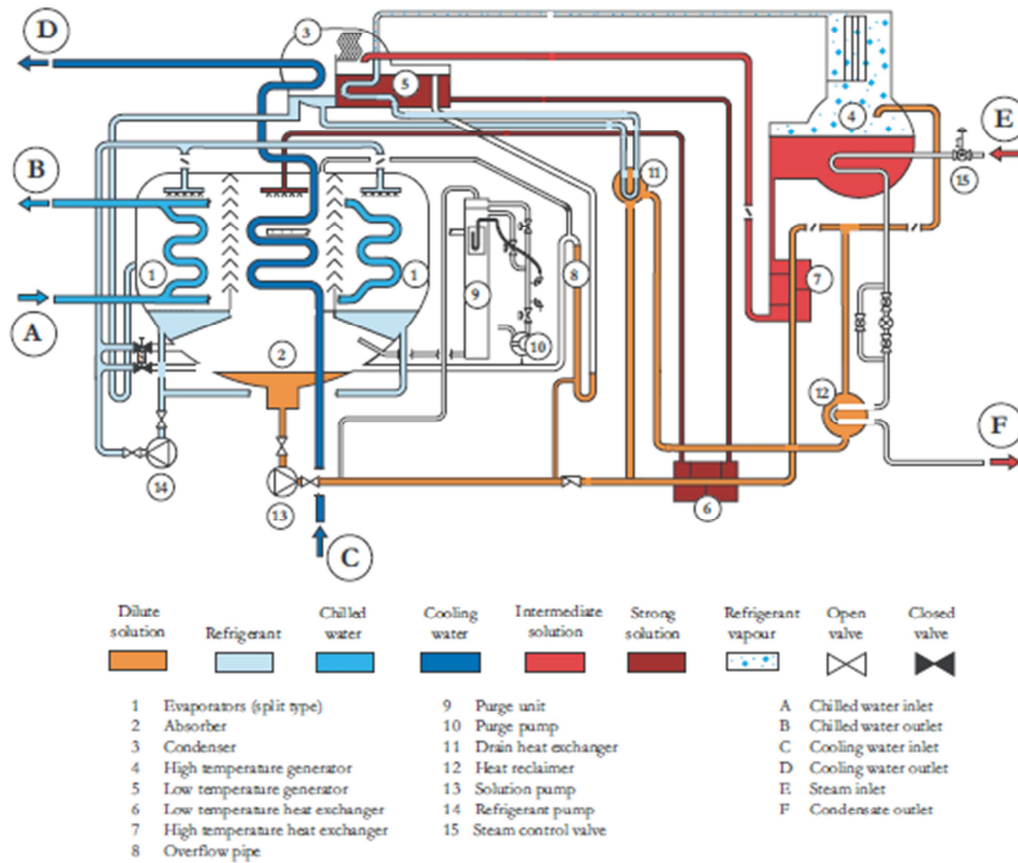


Figura 8: Esquema funcionamiento y partes de máquina de absorción de doble efecto.  
Marca Absorsitem.

Como resultado de la separación del vapor, la solución restante se concentra a un valor de 56% de LiBr en agua (*solución semiconcentrada*) la cual fluye del separador hacia el intercambiador de alta temperatura donde es enfriada por la solución diluida (se verá más adelante) hasta 75°C entrando a continuación en el generador de baja temperatura.

En paralelo, el vapor de agua a la temperatura de 147°C, después de atravesar el separador principal, circula por el circuito primario del generador de baja temperatura

aportando calor a la solución semiconcentrada que está en el secundario de éste. Como consecuencia de este intercambio de calor, parte del agua de la solución semiconcentrada hierve liberando vapor refrigerante adicional a una temperatura de 78°C y una presión de 5,6 kPa. Esta segunda separación de vapor de la solución permite aumentar el rendimiento de la máquina y es la razón por la que esta variante del ciclo se denomina de *dobles efectos*.

El vapor separado en el generador de baja temperatura atraviesa el separador secundario y alcanza el condensador donde se reúne con el vapor generado en la primera etapa, o sea, en el generador de alta temperatura.

En el condensador, el circuito por el que circula el agua de enfriamiento procedente generalmente de una torre evaporativa, enfría el vapor hasta 41°C condensándolo y formando el agua que es el líquido refrigerante. Éste líquido entra en el evaporador debido a la diferencia de presión y al encontrarse en un espacio donde la presión absoluta es de solo 0,7 kPa se evapora a una temperatura de 3,3°C adquiriendo el calor necesario para ello del agua a refrigerar que está circulando por un serpentín situado dentro del evaporador. Gracias a ello el agua del circuito de refrigeración desciende a la temperatura de 7°C.

Mientras, la solución semiconcentrada al reducir su contenido de agua por efecto de la evaporación en el generador de baja temperatura, concentra su contenido de LiBr hasta un 58% por lo que pasamos a denominarla *solución concentrada*. En estas condiciones fluye a través del intercambiador de calor de baja temperatura donde cede calor a la solución diluida que circula por su circuito secundario (volveremos sobre ello más adelante) reduciendo su temperatura hasta 40°C. A continuación la solución concentrada entra en el absorbedor que es un espacio compartido con el evaporador y en el que se encuentra un serpentín por el que circula agua de enfriamiento a una temperatura máxima de 29,5°C procedente de una torre evaporativa externa a la máquina. Dentro del absorbedor el LiBr de la solución concentrada, gracias a su alta

José Antonio Salar Marco

afinidad con el agua, absorbe el vapor producido en el evaporador lo que permite mantener constante la presión en éste. Al mismo tiempo, el agua de enfriamiento que circula por el serpentín del absorbedor elimina durante el proceso de absorción el calor aportado al vapor de agua en el evaporador.

Como toda el agua separada de la solución en los dos generadores, el de alta y el de baja temperatura, ha llegado finalmente al absorbedor, en este espacio la solución se diluye de nuevo hasta el 54% inicial, o sea, vuelve a ser ***solución diluida***. Desde el absorbedor, dicha solución es aspirada por la bomba de solución haciéndola pasar primero por el intercambiador de baja temperatura calentándose como hemos visto antes con el calor cedido por la solución concentrada y a continuación por el intercambiador de calor de alta temperatura donde, como también hemos visto, adquiere el calor cedido por la solución semiconcentrada, entrando finalmente en el generador de alta temperatura donde de nuevo se inicia el ciclo.

Las temperaturas y los niveles de concentración del LiBr pueden sufrir algunas variaciones según el fabricante e incluso el modelo del equipo. El ciclo descrito es el denominado de **circuito en serie** ya que los fluidos circulan en serie a través de los distintos dispositivos. Algunos fabricantes han introducido variaciones a este circuito, especialmente en unidades de gran potencia, con el propósito de disminuir la cantidad de fluido a circular y el volumen de la máquina.

## **4.- FUNCIONAMIENTO ACTUAL DE LA PLANTA**

### **4.1. COMO FUNCIONA Y PORQUE HAY QUE CAMBIAR**

Actualmente Takasago utiliza 7 torres de refrigeración para el enfriamiento de agua destinada a los condensadores de cabeza de los destiladores. Debido al uso de esta tecnología y también a la ubicación de Takasago (sur de España), durante el periodo de Marzo a Octubre la balsa enfriada por las torres tiene una temperatura media de 25°C con puntas en Julio y Agosto de 35 °C.

Estas temperaturas tan elevadas hacen imposible que los destiladores trabajen al 100% de su capacidad al ser imposible condensar todo el producto destilado. Hay que tener en cuenta que para el diseño de estos intercambiadores, en su momento, se tuvo en cuenta una temperatura media de entrada de unos 15 °C.

Además del perjuicio económico y funcional debido a la baja capacidad de enfriamiento de los condensadores de cabeza, estimado en unos 40-50 k€ anuales, también existen otros motivos por los que se ha optado por la substitución de esta tecnología por otra que si que cumpla con los parámetros mínimos de diseño. Estos otros motivos son los siguientes:

1.- Esta misma agua también es la que se utiliza para el enfriamiento de los condensadores de los equipos frigoríficos (ciclos de compresión) que se encuentran conectados a los reactores donde se realizan reacciones exotérmicas. En los meses de verano (junio, julio y agosto) debido a la alta temperatura del agua (unos 30 °C) se generan continuas paradas de los grupos frigoríficos, ralentizando las reacciones y afectando al rendimiento de estas. Se ha hecho el estudio para una reacción en concreto, y la pérdida económica estaría entorno a los 80 k€ anuales. Este problema afectaría a otras 10 reacciones.

Además de este perjuicio económico hay que tener en cuenta otro perjuicio incalculable

desde el punto de vista económico, ya que una parada continua de los grupos frigoríficos durante un proceso de reacción podría provocar problemas de seguridad al no poder mantener la reacción dentro de los límites seguros y de control.

2.- La utilización de torres de refrigeración genera un agua altamente concentrada en sales debida a la continua evaporación de agua que se produce durante el proceso de enfriamiento en las torres. Esta agua de alto contenido en sales es el utilizado en los condensadores por lo que produce incrustaciones y como consecuencia de esto, bajada de la capacidad de enfriamiento de estos. Para evitar esto, la empresa ha optado por la planificación de un mantenimiento preventivo periódico para la limpieza de los intercambiadores, lo que supone un coste aproximado de 30 k€ anuales.

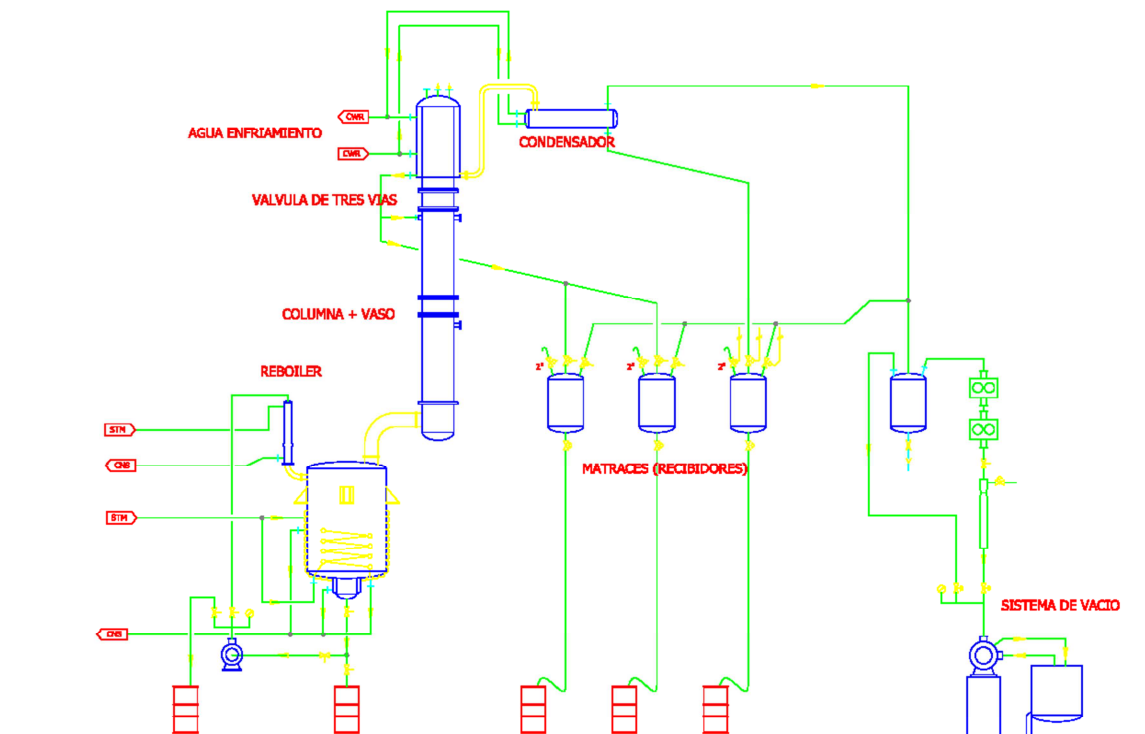
3.-El mantenimiento preventivo periódico de las instalaciones de refrigeración basadas en torres de enfriamiento es muy costoso, principalmente la obligación de cumplir con la legislación relativa a la legionela. Esto supone un gasto anual de unos 60 k€.

#### **4.2. ESQUEMA Y FUNCIONAMIENTO DE UN DESTILADOR**

En el siguiente esquema queda representado el esquema típico de un destilador, así como los servicios o equipos auxiliares que le están asociados directamente (refrigeración, vacío y vapor).

# UTILIZACIÓN DE UN GRUPO DE ABSORCIÓN PARA LA GENERACIÓN DE FRIO A 15°C MEDIANTE RESIDUOS DE LOS PROCESOS DE DESTILACIÓN

José Antonio Salar Marco



*Figura 9: Esquema funcionamiento del proceso de destilación*

La destilación es el proceso de separar dos o más líquidos basado en la diferencia de los puntos de ebullición. Sin embargo, cuando los puntos de ebullición de los líquidos son muy similares, separarlos mediante una destilación normal se convierte en algo no efectivo o imposible. La destilación fraccional es un proceso modificado de destilación que permite la separación de líquidos que tienen puntos de ebullición similares.

El punto de ebullición de un líquido es la temperatura en la cual se transforma en vapor. Los líquidos retienen sus características aun cuando hierven y son mezclados con otros líquidos. Esto representa el principio de destilación subyacente donde los líquidos pueden ser separados convirtiendo el líquido con el punto de ebullición más bajo en calor, luego convertir ese vapor otra vez en estado líquido después de que ha sido

transferido a un recipiente aparte.

En el proceso de destilación, la mezcla de líquidos está ubicada en un vaso, el cual está conectado a una columna de destilación y este a un intercambiador de calor llamada condensador de cabeza, y aguas abajo de este los recibidores o matraces de recepción.

El proceso de destilación se inicia con el calentamiento del vaso, ya sea a través de serpentín, media caña o intercambiador de calor externo. La mezcla situada en el interior del vaso y previamente cargada, comenzará a destilar en el momento que se alcance la temperatura de ebullición del producto más volátil. Una vez alcanzado esta temperatura los gases subirán por la columna y serán enfriados de nuevo a través del condensador de cabeza. El producto “destilado” será dirigido a los matraces donde ya se podrá considerar como producto final.

Este proceso de calentamiento se seguirá hasta llegar a la temperatura del producto de mezcla de mayor temperatura de ebullición, produciéndose así de manera correcta la separación de los productos de la mezcla.

#### **4.3. COMO AFECTA LA INESTABILIDAD DEL PROCESO EN EL DESTILADOR**

La inestabilidad en el proceso se traduce, en producciones con rendimientos bajos, duraciones muy elevadas y calidades muy dispares, siendo muy difícil la búsqueda de las condiciones óptimas de proceso, y aún más difícil, su reproducibilidad para cada lote.

Desde el punto de vista energético, al no estar el proceso controlado, no es posible un equilibrio en la destilación, ni la búsqueda del óptimo, lo que se traduce en un mayor gasto energético. Las continuas modificaciones en las condiciones del proceso se

José Antonio Salar Marco

traducen en un mayor gasto energético debido fundamentalmente a tres factores:

- Mayor tiempo de destilación, lo que se traduce lógicamente en mayor gasto eléctrico y térmico.
- Los continuos vaivenes de las condiciones de trabajo se traducen en necesidades extra de energía para devolver al proceso a las condiciones prefijadas.
- Mayor gasto energético ya que trabajar fuera de la curva de funcionamiento del relleno estructurado (proceso óptimo) supone un mayor aporte energético.
- Cualquier variación del proceso de destilación, ya sea por las propias condiciones del proceso (fase y progreso, composición de producto,...), así como externas (estado de las calderas, condiciones medioambientales,...), genera un coste energético extra, ya que estas variaciones hacen perder el equilibrio de la destilación.

El enfriamiento de los condensadores de cabeza de los destiladores se realiza a través de agua, almacenada en una balsa de 600 m<sup>3</sup> es impulsada a través de una batería de bombas centrifugas hasta los condensadores de cabeza de los destiladores. Una vez allí los vapores generados durante la destilación, llegan al condensador y son enfriados por esta agua. Una vez producido este intercambio energético, el agua retorna hasta la balsa, siendo enfriada en una de las 7 torres de refrigeración situadas sobre la balsa comenzando de nuevo el proceso.

#### **4.4. SOLUCIÓN**

Para que el proceso de destilación sea lo más efectivo posible hay que bombear el agua



José Antonio Salar Marco

a 15°C cosa que en verano con las torres de refrigeración no es posible.

Una de las soluciones sería implementar un proceso de absorción para enfriar el agua de dicha balsa hasta la temperatura óptima.

Este proceso de absorción aprovecharía el rechazo de un combustible con propiedades similares a las de un fueloil para aportar parte del vapor necesario que la máquina de absorción necesita para llevar a cabo el enfriamiento. Digamos que estamos renovando este desecho para evitar utilizar otros combustibles fósiles.

Para mejora del rendimiento de la planta se ha pensado colocar dos equipos de absorción en paralelo con sus respectivas calderas y torres de refrigeración.

#### **4.5. PLANTEAMIENTO DEL ESTUDIO A REALIZAR**

Se estudian cuatro caudales ya que derivado de una auditoria energética se detectó un punto de mejora en la impulsión del agua a los condensadores de cabeza. Actualmente este se realiza a través de unas bombas conectadas a colector, donde las bombas arrancan o paran de forma manual. El arranque de estas bombas siempre se produce al 100%, es decir, no hay un variador de velocidad que ajuste el caudal producido a la demanda, con lo que el caudal producido es siempre el mismo, ya sea para enfriar dos o 5 destiladores.

El proyecto que se pondrá en marcha en año que viene será la utilización de variadores de velocidad en los cuadros de las bombas, de forma que el caudal generado se ajuste a la demanda en ese momento. Por este motivo se estudian cuatro caudales, al no estar del todo claro cual será el caudal final una vez realizados los cambios pertinentes en los cuadro de mandos de las bombas.

## **5.- SOLUCIÓN ADOPTADA PARA MEJORAR EL FUNCIONAMIENTO ACTUAL DE LA PLANTA**

### **5.1. PRIMERA POSIBLE SOLUCIÓN.**

En primer lugar en el sistema se observan cuatro circuitos independientes de circulación tres de ellos de agua y en el cuarto vapor de agua.

En el circuito de vapor el vapor llega a la máquina absorción concretamente al generador de vapor y una vez condensado este vapor y perdido la energía en la máquina de absorción regresa por un circuito de retorno hacia la caldera.

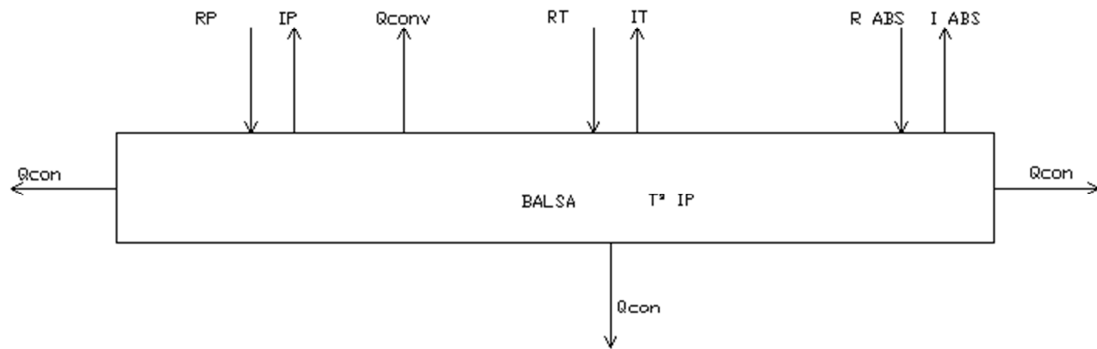
Por otro lado tenemos un circuito de agua refrigerada que alimenta a la máquina de absorción desde el embalse es enfriada y devuelta de nuevo al embalse a 11,5°C.

El tercer circuito es el correspondiente al agua de enfriamiento de la torre de refrigeración el cual recibe el agua caliente de la máquina de absorción y lo retorna previo paso por la torre de refrigeración al embalse. Y se cierra el circuito alimentando la máquina de absorción con agua del embalse. *Este tercer circuito aparecido en el esquema no es un circuito cerrado ya que desemboca agua al embalse y luego vuelve alimentarse del mismo. Está diseñado así a petición del encargado de procesos de la planta.*



# UTILIZACIÓN DE UN GRUPO DE ABSORCIÓN PARA LA GENERACIÓN DE FRÍO A 15°C MEDIANTE RESIDUOS DE LOS PROCESOS DE DESTILACIÓN

José Antonio Salar Marco



*Figura 11: Esquema de equilibrio térmico de la balsa.*

Si aplicamos el balance térmico en la balsa mediante la ecuación;

—

Para la realización del estudio se ha tenido en cuenta los cálculos para el mes de julio.

Con todo ello vemos que tanto el calor de transmisión perjudica el enfriamiento del embalse, tanto como el de convección, el calor de radiación como de evaporación son nulos al estar cubierto el embalse por una lona.

También se han tenido en cuenta los aportes de calor procedentes de procesos así como de la torre de refrigeración. Por lo tanto el único enfriamiento que sufre el embalse es el debido al de la máquina absorción.

Donde;

“V”; Volumen de la balsa

“ $\rho$ ”; densidad del agua

José Antonio Salar Marco

“ $c_p$ ”; calor específico del agua

“ $\frac{dT}{dt}$ ”; variación de la temperatura con el tiempo

“ $H_e$ ”; potencia de circuitos de entrada balsa

“ $H_s$ ”; potencia de circuitos de salida balsa

“ $Q_{conv}$ ”; pérdidas por convección de calor

“ $Q_{conv}$ ”; pérdidas por convección de calor

#### Pérdidas por evaporación del agua del vaso

El agua al evaporarse del vaso de la piscina, absorbe calor enfriamiento el resto del agua y bajando la temperatura del agua del vaso. Por tanto, cuanto mayor sea la evaporación mayor será el enfriamiento del agua del vaso.

**En nuestro caso valen 0 KW**

#### Pérdidas por radiación de calor de las piscinas

Para calcular las pérdidas que el vaso de la piscina por radiación se utiliza la fórmula de Stefan-Boltzmann. Estas dependen de la diferencia entre la temperatura media del agua y de los cerramientos los cerramientos y la del agua.

**En nuestro caso también valen 0 KW.**

#### Pérdidas por convección de calor

Las pérdidas por convección son también pequeñas por el mismo motivo que en el caso de las de radiación. Además, se da el caso de tener una ganancia en lugar de pérdidas ya que la temperatura del recinto es superior a la del agua. Para calcular las pérdidas por convección utilizamos la siguiente ecuación:

José Antonio Salar Marco

$$Q_{conv} = S_{vas} * 0,6246 * (T_{ag} - T_a)^{4/3}$$

“T<sub>ag</sub>”: Temperatura del vaso de agua (17°C)

“T<sub>a</sub>”: Temperatura del aire (26,9°C)

“S<sub>vas</sub>”: Superficie de los vasos de las piscinas: 200 m<sup>2</sup>

**Q<sub>conv</sub>=2,635KW.**

#### Pérdidas por conducción

Estas pérdidas dependen de la arquitectura de la piscina y del coeficiente de transmisión térmica del material utilizado. Así pues, las pérdidas por conducción son:

$$Q_{cond} = S_{cer,vas} * C_t * (T_{ag} - T_{par})$$

Dónde:

“C<sub>t</sub>”: Coeficiente de transmisión de las paredes: 1,50 W/m<sup>2</sup>·°C. Para base de hormigón.

“S<sub>cer,vas</sub>”: Superficie de cerramiento del vaso: 383 m<sup>2</sup>

“T<sub>ag</sub>”: Temperatura del agua de la balsa (17°C)

“T<sub>par</sub>”: Temperatura paredes 5: (29,6°C)

**Q<sub>cond</sub>=7,238 KW**

#### Potencias de entrada a la balsa

El sumatorio de estas potencias es igual a la suma de cada una de las potencias que entra a la balsa y se calculan con la formula siguiente;

José Antonio Salar Marco

$$Q = \dot{m} * \rho_{ag} * c_p * (T_e)$$

Dónde:

“m”; caudal agua

“p”; Densidad del agua: 1000 kg/m<sup>3</sup>

“c<sub>p</sub>”; calor específico del agua: 4,186 KJ / kg.°C

“T<sub>e</sub>”; temperatura de cada una de las entradas

$$H_e = 24460,76 \text{ KW}$$

#### Potencias de salidas de la balsa

El sumatorio de estas potencias es igual a la suma de cada una de las potencias que salen de la balsa y se calculan con la formula siguiente;

$$Q = \dot{m} * \rho_{ag} * c_p * (T_s)$$

Dónde:

“m”; caudal agua

“p”; Densidad del agua: 1000 kg/m<sup>3</sup>

“c<sub>p</sub>”; calor específico del agua: 4,186 KJ / kg.°C

“T<sub>s</sub>”; temperatura de cada una de las salidas

$$H_s = 18403,24 \text{ KW}$$

#### **5.1.2. Evaluación de la temperatura 4 horas más tarde**

Si aplicamos la formula anteriormente descrita y la sustituimos por los valores

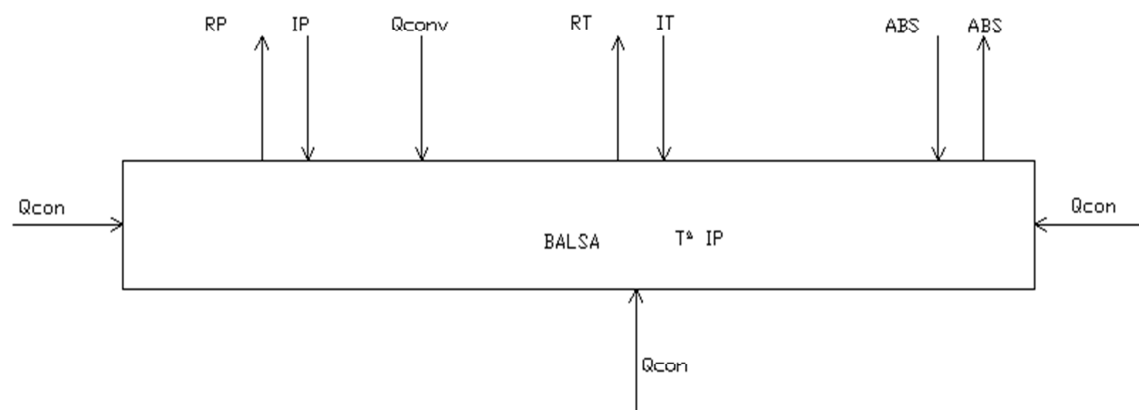
calculados en el anterior apartado para un volumen de la balsa de 600 m<sup>3</sup> tenemos que la temperatura de la balsa pasa a ser de 25,69°C , es decir ha sufrido un calentamiento de casi 9°C.

**Resolviendo tenemos que pasadas cuatro horas la temperatura tiene un valor de 25,69°C es decir se ha calentado el agua en lugar de enfriarse por lo tanto esta solución no vale y el circuito 3 debe ser un circuito cerrado e independiente no pudiendo evacuar agua a la balsa o hay que poner una torre de refrigeración de mayor potencia.**

## **5.2. SEGUNDA POSIBLE SOLUCIÓN**

En la figura 12 tenemos una balsa la cual es un sistema en equilibrio térmico y con flujo estacionario.

Aplicando las ecuaciones del equilibrio térmico para flujo estacionario tenemos que:



*Figura 12: Esquema funcionamiento térmico de la balsa*



UTILIZACIÓN DE UN GRUPO DE ABSORCIÓN PARA LA GENERACIÓN DE FRIO A 15°C  
MEDIANTE RESIDUOS DE LOS PROCESOS DE DESTILACIÓN

---

José Antonio Salar Marco

$$Q_{conv} + Q_{con} + m_{prc} * c_p * AT_{prc} + m_{torre} * c_p * AT_{torre} - m_{abs} * c_p * AT_{abs} = 0$$

$$Q_{conv} + Q_{con} + m_{prc} * c_p * (T_{RP} - T_{IP}) + m_{torre} * c_p * (T_{RT} - T_{IP}) - m_{abs} * c_p * (T_{IP} - T_{ABS}) = 0$$

De donde;

“ $Q_{conv}$ ”; Calor que gana la balsa por convección

“ $Q_{cond}$ ”; Calor que gana la balsa por conducción

“ $m_{prc}$ ”; caudal de impulsión y retorno de procesos.

“ $c_p$ ”; calor específico del agua.

“ $AT_{prc}$ ”; variación de temperaturas entre la impulsión y retorno de procesos.

“ $m_{torre}$ ”; caudal de impulsión y retorno del circuito de la torre

“ $AT_{torre}$ ” variación de temperaturas entre la impulsión y retorno del circuito de la torre

“ $m_{abs}$ ” caudal de impulsión y retorno del circuito de refrigeración

“ $AT_{abs}$ ” variación de temperaturas entre la impulsión y retorno del circuito de refrigeración

“ $T_{RP}$ ” temperatura de retorno de procesos

“ $T_{IP}$ ” temperatura de impulsión de procesos

“ $T_{RT}$ ” temperatura de retorno del circuito de la torre

“ $T_{ABS}$ ” temperatura de retorno del circuito de refrigeración

Teniendo en cuenta que;

$$m_{abs} * c_p * (T_{IP} - T_{ABS}) = Q_{refrig}$$

Tenemos que;

José Antonio Salar Marco

$$Q_{conv} + Q_{con} + m_{prc} * c_p * (T_{RP} - T_{IP}) + m_{torre} * c_p * (T_{RT} - T_{IP}) - Q_{refrig} = 0$$

De aquí la única incógnita que nos queda es  $T_{RT}$  la despejamos y utilizando la formula;

$$Q_{torre} = m_{torre} * c_p * (T_{ET} - T_{ST})$$

calculamos la nueva potencia necesaria para la torre de refrigeración.

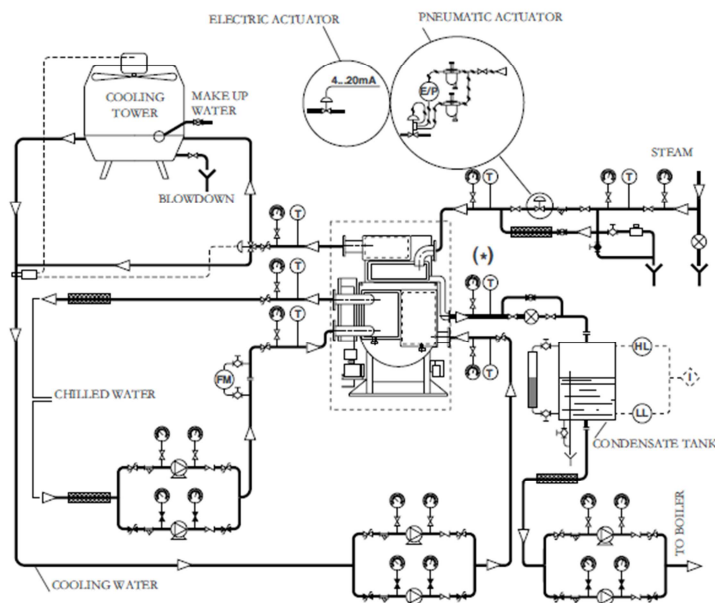
Cuyo nuevo valor es  $Q_{torre} = 9175 \text{ KW}$

**Por lo tanto definitivamente descartamos la solución de que sea un ciclo abierto ya que tendríamos que poner una torre de refrigeración bastante más grande lo que nos supondría un elevado coste.**

### **5.3. SOLUCIÓN FINAL ADOPTADA.**

En este sistema como vemos el circuito de enfriamiento es un circuito cerrado el cual cuando sale de la torre de refrigeración es impulsado hacia la maquina de absorción de
























TYPICAL P&I DIAGRAM



# UTILIZACIÓN DE UN GRUPO DE ABSORCIÓN PARA LA GENERACIÓN DE FRÍO A 15°C MEDIANTE RESIDUOS DE LOS PROCESOS DE DESTILACIÓN

José Antonio Salar Marco

*Figura 13: Circuito de funcionamiento finalmente adoptado del sistema de refrigeración de la balsa*

 Device closed	 Water pump	 Level indicator
 Device open	 Thermostat	 Thermodynamic steam trap
 Butterfly valve	 Thermometer	 50mm insulation
 Globe valve	 Flowmeter	
 Non return valve	 Control valve	 4...20mA Drive signal
 "Y" strainer	 Inverted bucket steam trap	 Pneumatic line
 Cock	 High level switch	 Air filter regulator
 Manometer	 Low level switch	 E/P convertor

(\*): condensate drain pressure = 98 kPa

*Figura 14: Leyenda de elementos del circuito de funcionamiento*

## 6.- DESCRIPCIÓN DE LOS COMPONENTES DE LA INSTALACIÓN.

### 6.1. MÁQUINA DE ABSORCIÓN

Esta oferta tiene como objeto el suministro de dos plantas enfriadoras de agua con ciclo de absorción de doble efecto cuyos modelos en base a la potencia de refrigeración demandada son;

-**Thermax modelo SD 40B TCU** para una potencia de 2616 KW.

-**Thermax modelo SD 30A TCU** para una potencia de 1570 KW.

-**Thermax modelo SD 30A TCU** para una potencia de 1453 KW.

-**Thermax modelo SD 20B TCU** para una potencia de 872 KW.


La unidad que figura en esta oferta es de la marca Thermax, funciona según el ciclo termodinámico de absorción de doble efecto, utilizando agua como refrigerante y bromuro de litio como absorbente.


En la tabla 15 podemos observar las características del modelo **Thermax modelo SD 40B TCU**.

Para el resto de modelos consultar el anexo.

UTILIZACIÓN DE UN GRUPO DE ABSORCIÓN PARA LA GENERACIÓN DE FRÍO A 15°C  
MEDIANTE RESIDUOS DE LOS PROCESOS DE DESTILACIÓN

José Antonio Salar Marco





# **PLANTA ENFRIADORA DE AGUA THERMAX POR CICLO DE ABSORCIÓN DE DOBLE EFECTO ACCIONADA POR VAPOR DE AGUA A ALTA PRESIÓN PRINCIPALES DATOS TÉCNICOS**

Pos.	Descripción	Unidad	Valor
<b>1.- GENERAL</b>			
1.1	Modelo	SD 40B TCU	
1.2	Capacidad frigorífica	kW	1.686,5
1.3	C.O.P.		1,39
<b>2.- CIRCUITO DE AGUA REFRIGERADA</b>			
2.1	Caudal de agua refrigerada	m <sup>3</sup> /h	263,7
2.2	Temperatura entrada agua a refrigerada	°C	12,2
2.3	Temperatura salida agua refrigerada	°C	6,7
2.4	Pérdida de carga en el circuito	kPa	63,8
2.5	Diámetro conexión agua refrigerada	DN	200
2.6	Presión máxima de trabajo - agua refrigerada	kPa(g)	785
<b>3.- CIRCUITO AGUA DE ENFRIAMIENTO (TORRE)</b>			
3.1	Calor a disipar	kW	2.908,4
3.2	Caudal de agua de enfriamiento	m <sup>3</sup> /h	481,0
3.3	Temperatura entrada agua a la unidad	°C	29,4
3.4	Temperatura salida de agua de la unidad	°C	34,6
3.5	Pérdida de carga en el circuito	kPa	37,8
3.6	Diámetro conexión agua enfriamiento	DN	250
3.7	Presión máxima de trabajo - agua enfriamiento	kPa(g)	785
<b>4.- CIRCUITO DE ALIMENTACIÓN DE VAPOR DE AGUA</b>			
4.1	Calor aportado al generador	kW	1.210,7
4.2	Presión de vapor	kPa	784,5
4.3	Consumo de vapor	kg/h	1.820,3
4.4	Presión salida condensados	kPa	98,1
4.5	Diámetro interior conexión	DN	100
4.6	Diámetro conexión salida condensados	DN	40
4.7	Presión máxima de trabajo - vapor	kPa g	1.029,7
<b>5.- CIRCUITOS ELÉCTRICOS</b>			
5.1	Alimentación eléctrica de potencia	III + N, 415V (±10%), 50 Hz	
5.2	Consumo potencia eléctrica	kVA	11,2
5.3	Consumo bomba de solución	kW (A)	3,7 (11,0)
5.4	Consumo bomba de refrigerante	kW (A)	0,3 (1,4)
5.5	Consumo bomba de vacío	kW (A)	0,75 (1,8)
<b>6.- DATOS FÍSICOS</b>			
6.1	Longitud	mm	5.040
6.2	Anchura	mm	2.460
6.3	Altura	mm	3.210
6.4	Espacio para limpieza de tubos	mm	4.100
6.5	Peso en servicio	kg	15.300
6.6	Peso en transporte	kg	13.400

Esta tabla de características corresponde a unidades aisladas térmicamente de acuerdo con las instrucciones de Thermax. Las pérdidas de salida tienen una tolerancia de ±2%.

Figura 15: Características técnicas de la máquina de absorción seleccionada. Para el caso 1.

## **6.2. CIRCUITO AGUA ENFRIAMIENTO (TORRE)**

El enfriamiento sufrido por el agua en una torre de refrigeración se basa en la transmisión combinada de masa y calor al aire que circula por el interior de la torre.

En el seno de las torres según el relleno se produce una fina pulverización o una delgada película. Se pretende que el contacto aire-agua sea lo más íntimo posible aumentando la superficie de contacto.

En condiciones normales de funcionamiento, este contacto produce una evaporación de parte del agua. Como el agua debe absorber calor para pasar de líquido a vapor a presión constante, este calor lo toma del líquido restante. El resto del calor corresponde a la diferencia de temperatura entre ambos fluidos. Ver funcionamiento en la figura 16.

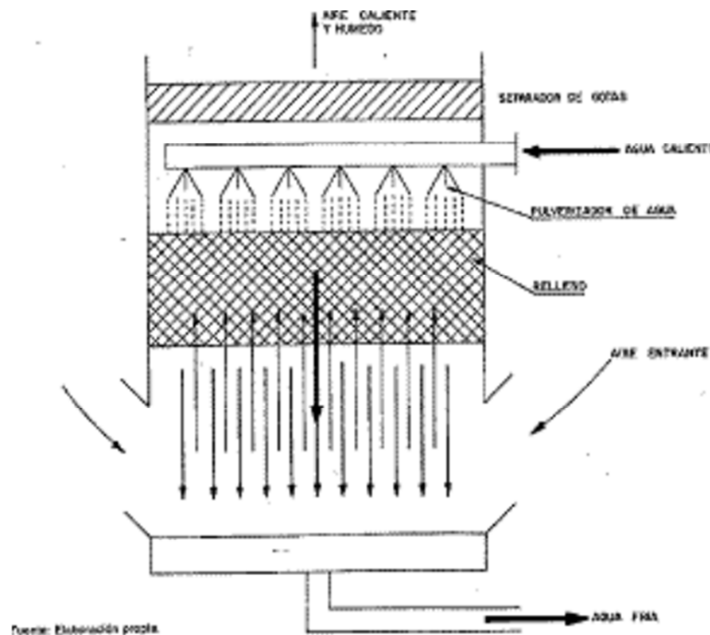


Figura 16: Esquema del funcionamiento de la torre de refrigeración.

José Antonio Salar Marco

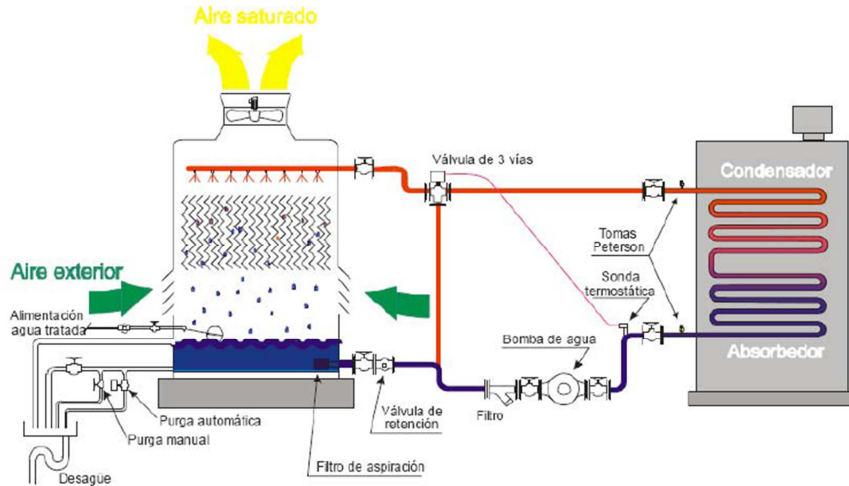


Figura 17: Esquema de una instalación de una torre de refrigeración.

A demás la torre de refrigeración se ve en la figura 17 debe disponer de un sistema de purgas y de una tubería de alimentación para la reposición de agua.

### **6.2.1 Conductos**

Las tuberías de acero inoxidable han sido, por muchos años, un material de construcción indispensable para una amplia variedad de productos incluyendo productos de petróleo, químicos, papel, y alimentos de todo tipo. La popularidad del acero inoxidable radica en su resistencia al calor y la corrosión, a los ataques químicos, y además por su peso ligero. Actualmente se ha convertido en un material popular para la fabricación de una variedad de productos de consumo desde muebles y equipos de ejercicio hasta vehículos y artículos decorativos. Las características de los tubos de acero inoxidable incluyen resistencia, levedad o solidez, rigidez o flexibilidad, resistencia a ataques químicos o corrosión y su fácil fabricación.

Las industrias de tubos de acero inoxidable han introducido muchas mejoras en sus materiales, diseños, manufactura y métodos de instalación. Los tubos de acero

# UTILIZACIÓN DE UN GRUPO DE ABSORCIÓN PARA LA GENERACIÓN DE FRÍO A 15°C MEDIANTE RESIDUOS DE LOS PROCESOS DE DESTILACIÓN

José Antonio Salar Marco

inoxidable son acoplados por un proceso de soldadura automática que acelera la velocidad del trabajo y hace a los tubos de mayor calidad y confiabilidad.

Después de ver varios fabricantes nos hemos decantado por **Almesa** por su gran catálogo técnico para seleccionar las tuberías y accesorios.

En las siguientes tablas podemos ver tanto sus características técnicas como diámetros para las tuberías.

Tubo soldado y sin soldadura en acero inoxidable															
Calidades según ASTM A312															
Norma	Grado	Composición química										Propiedades mecánicas			
		C	Mn	P	S	Si	Cr	Ni	Mo	Ti	Cu	Limite elástico min.	Resistencia a la tracción min.	% alargamiento en 50 mm min.	
												MPa o N/mm²	MPa o N/mm²	Long.	Trans.
A 312	TP 304	0,08	2,00	0,045	0,03	1,00	18,0-20,0	8,0-11,0				205	515	35	25
	TP 304L	0,035	2,00	0,045	0,030	1,00	18,0-20,0	8,0-13,0				170	485	35	25
	TP 316	0,08	2	0,045	0,03	1	16,0-18,0	11,0-14,0	2,00-3,00			205	515	35	25
	TP 316L	0,035	2,00	0,045	0,030	1,00	16,0-18,0	10,0-14,0	2,00-3,00			170	485	35	25

Tabla 1: Calidades de las tuberías acero inoxidable

## Tolerancias de espesor de pared

Variaciones permitidas en "Espesor de Pared" t= Espesor de pared  
D= Diámetro exterior pedido

NPS	Tolerancias % del espesor nominal	
	Superior	Inferior
1/8 a 2 1/2 (cualquier ratio t/D)	20,0	12,5
3 a 18 (t/D ≤ 5%)	22,5	12,5
3 a 18 (t/D > 5%)	15,0	12,5
20 y mayores soldados (cualquier ratio t/D)	17,5	12,5
20 y mayores sin soldadura (t/D ≤ 5%)	22,5	12,5
20 y mayores sin soldadura (t/D > 5%)	15,0	12,5

Tabla 2: Tolerancias y espesores de las tuberías acero inoxidable



# UTILIZACIÓN DE UN GRUPO DE ABSORCIÓN PARA LA GENERACIÓN DE FRÍO A 15°C MEDIANTE RESIDUOS DE LOS PROCESOS DE DESTILACIÓN

José Antonio Salar Marco

■ *Peso (kg/m)*

Diámetro nominal (pulg.)	Diámetro exterior (mm)	Espesor nominal, mm			
		Schedule 5S	Schedule 10S	Schedule 40S	Schedule 80S
1/8"	10,3	-	1,24 (1)	1,73	2,41
		-	0,28	0,37	0,47
1/4"	13,7	-	1,65 (1)	2,24	3,02
		-	0,49	0,63	0,80
3/8"	17,1	-	1,65 (1)	2,31	3,20
		-	0,63	0,84	1,10
1/2"	21,3	1,65 (1)	2,11 (1)	2,77	3,73
		0,80	1,00	1,27	1,62
5/8"	26,7	1,65 (1)	2,11 (1)	2,87	3,91
		1,02	1,28	1,69	2,20
1"	33,4	1,65 (1)	2,77 (1)	3,38	4,55
		1,29	2,09	2,50	3,24
1 1/8"	42,2	1,65 (1)	2,77 (1)	3,56	4,85
		1,65	2,69	3,39	4,47
1 1/2"	48,3	1,65 (1)	2,77 (1)	3,68	5,08
		1,90	3,11	4,05	5,41
2"	60,3	1,65 (1)	2,77 (1)	3,91	5,54
		2,39	3,93	5,44	7,48
2 1/2"	73,0	2,11 (1)	3,05 (1)	5,16	7,01
		3,69	5,26	8,63	11,41
3"	88,9	2,11 (1)	3,05 (1)	5,49	7,62
		4,52	6,46	11,29	15,27
3 1/2"	101,6	2,11 (1)	3,05 (1)	5,74	8,08
		5,18	7,41	13,57	18,64
4"	114,3	2,11 (1)	3,05 (1)	6,02	8,56
		5,84	8,37	16,08	22,32
5"	141,3	2,77 (1)	3,40 (1)	6,55	9,53
		9,46	11,56	21,77	30,97
6"	168,3	2,77 (1)	3,40 (1)	7,11	10,97
		11,31	13,83	28,26	42,56
8"	219,1	2,77 (1)	3,76 (1)	8,18	12,70
		14,78	19,97	42,55	64,64
10"	273,1	3,40 (1)	4,19 (1)	9,27	12,70 (2)
		22,61	27,79	60,31	81,56
12"	323,9	3,96 (1)	4,57 (1)	9,53 (2)	12,70 (2)
		31,25	35,99	73,88	97,47
14"	355,6	3,96 (1)	4,78 (1) (2)	9,53 (2)	12,70 (2)
		34,34	41,36	81,33	107,40
16"	406,4	4,19 (1)	4,78 (1) (2)	9,53 (2)	12,70 (2)
		41,56	47,34	93,27	123,31
18"	457	4,19 (1)	4,78 (1) (2)	9,53 (2)	12,70 (2)
		46,79	53,31		
20"	508	4,78 (1)	5,54 (1) (2)	9,53 (2)	12,70 (2)
		59,32	68,65	117,15	155,13
22"	559	4,78 (1)	5,54 (1) (2)		
		65,33	75,62		
24"	610	5,54 (1)	6,35 (1)	9,53 (2)	12,70 (2)
		82,58	94,53	141,12	187,07

Tabla 3: Diferentes dimensiones de tuberías acero inoxidable.

### 6.2.2. Bombas de circulación

Conforme se ve en el esquema de la instalación se instalarán tres bombas de circulación de agua en paralelo capaces de soportar un caudal máximo de 481 m<sup>3</sup>/h y una presión máxima de 785 KPa con una pérdida de carga de 3,55 mca (nota; para el caso 1), para el resto de casos consultar tabla de cálculos.

Características técnicas del catálogo de ESPABOMBAS;

**FHF / FHN**

**Materiales constructivos**  
Cuerpo voluta y acoplamiento motor en fundición gris GG20. Eje motor en acero inoxidable AISI420. **Impulsores** en hierro de fundición (65-160, 65-200, 65-250, 80-160, 80-200, 80-250) y en AISI316 L. Cierre mecánico DIN 24960 en grafito y óxido de aluminio.

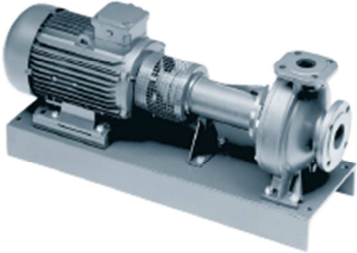
**Características del motor**  
Todos los motores son IP55, con ventilación forzada. Aislamiento clase F. Tensión de alimentación 3 x 230/400 V ó 3 x 400/692 V, 2900 rpm ó 1450 rpm (ej. FHF4). Los motores deben ser protegidos por el usuario. Unión motor-bomba por acoplamiento semielástico.

**Aplicaciones**  
Bombas centrífugas normalizadas EN733 para aplicaciones agrícolas, industriales y de obra civil. Circulación de agua fría o caliente y en circuitos de refrigeración; conducción de agua limpia y de líquidos químicamente no agresivos ni abrasivos; abastecimiento de agua, riego y en equipos contra incendios.

**Dimensiones**

Serie	Diám. Aspiración	Diám. Impulsión
32	50 mm	32 mm
40	65 mm	40 mm
50	65 mm	50 mm
65	80 mm	65 mm
80	100 mm	80 mm
100	125 mm	100 mm
125	150 mm	125 mm
150	200 mm	150 mm

*Para mayor información consulten nuestro catálogo técnico.*



**Bombas centrífugas monoetapa** de eje libre normalizadas según **EN733 con bancada**. Pueden trasegar líquidos desde -10°C hasta 85°C y **presiones máximas** de 12 bar (FHF) y 10 bar (FHN). Existe versión para tª de -20°C a 120°C.

Figura 18: Características técnicas de la bombas.

# UTILIZACIÓN DE UN GRUPO DE ABSORCIÓN PARA LA GENERACIÓN DE FRÍO A 15°C MEDIANTE RESIDUOS DE LOS PROCESOS DE DESTILACIÓN

José Antonio Salar Marco

Modelo	P2		l/min m³/h	0	1600	1800	2000	2300	2500	3000	3700	4200	5000	5700
	kW	HP		0	96	108	120	138	150	180	222	252	300	342
FHF80 160/110	11	15	m.c.a	27	27	26	24,5	22,5	21	16				
FHF80 160/150	15	20		33	32	31	30	28	26	22				
FHF80 160/185	18,5	25		39	37,5	36,5	35,5	34	32,5	28,5	22			
FHN80 200/220	22	30		47,5	45,5	44	43	42	40	37	27,5			
FHN80 200/300	30	40		53	52,5	50	48,5	47,5	47	43	33			
FHN80 200/370	37	50		64	63,6	63	62	61	58	57	49	44		
FHN80 250/370	37	50		71	70,5	68	67	65	63	58	42			
FHN80 250/450	45	60		77	76,5	75	73,5	72	70	66	55			
FHN80 250/550	55	75		83	82	81	80	79	78	75	65	55		
FHN80 250/750	75	100		98	97,5	97	96	95	93	89	80	72,5		
FHN 100-200/300	30	40		43,5			42	41,5	41	39	36	32,5	25	
FHN 100-200/370	37	50		48			48	47,5	46,5	45	43	40	33	
FHN 100-200/450	45	60		54			54	53,5	53	51,5	50,5	47,5	41	37
FHN 100-200/550	55	75		63			62,5	62	61,5	60,5	60	58	53	48
FHN 100-250/450	45	60		60			57	56	55	53	51	47	37	
FHN 100-250/550	55	75		67			65	64	63	60	58	55	46	40
FHN 100-250/750	75	100		80			78,5	78	77	75	73	70	63	57
FHN 100-250/900	90	125		95			94,5	94	93	92	90	87	80	75
FHN 100-250/1100	110	150		100			100	99,5	99	98	96	93	88	83

Figura 19: Modelos de bombas a seleccionar.

## 6.2.3. Torre de refrigeración

Para la torre de refrigeración hemos escogido el fabricante TEVA que es uno de los más competentes del mercado. Las características técnicas para el caso 1 de la torre de refrigeración se pueden observar en la figura 20 y 21.

# UTILIZACIÓN DE UN GRUPO DE ABSORCIÓN PARA LA GENERACIÓN DE FRÍO A 15°C MEDIANTE RESIDUOS DE LOS PROCESOS DE DESTILACIÓN

José Antonio Salar Marco

## UNA TORRE DE REFRIGERACIÓN A CIRCUITO ABIERTO Modelo: TVE 360

de características técnicas y constructivas siguientes:

Datos de proyecto:			
Temp.húmeda:	26,0 °C	Calor a eliminar :	2400,0 kW
Temp. agua caliente :	34,6 °C	Caudal de agua :	110,26 l/s
Temp. agua enfriada :	29,4 °C		
Características técnicas unit.:			Vs.: 3.01
Num. ventiladores/celdas :	3	Tipo de boquilla :	20B
Num.y potencia motores :	3 x 11 kW	Presión colector entrada:	34,6 kPa
Caudal de aire :	61,5 m3/s	Agua evap.+ arrastre:	0,99 l/s
Nivel sonoro a 15 mts.:	67 dB(A)	Peso en vacío :	3670 kg
		Peso en carga :	10200 kg

Figura 20: Características técnicas de la torre de refrigeración

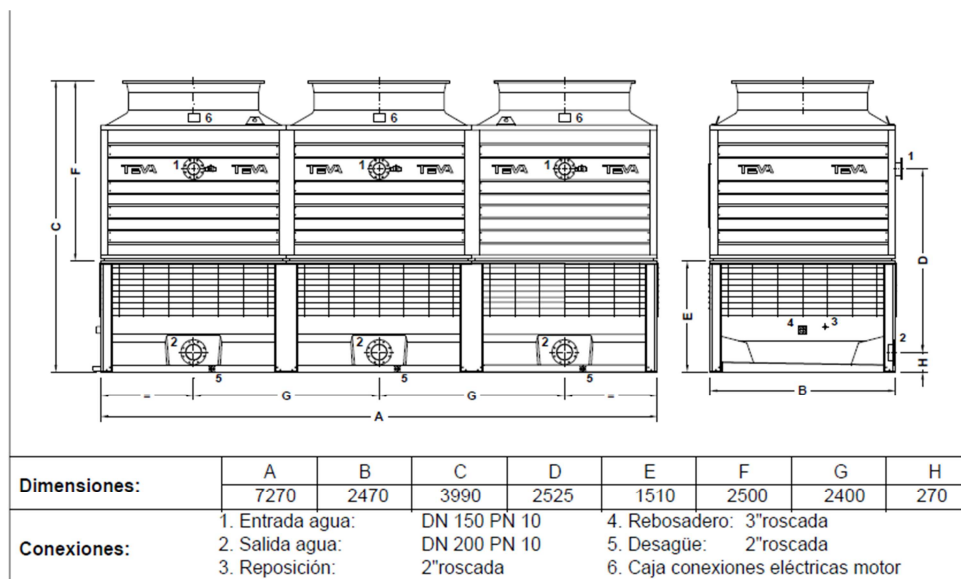


Figura 21: Medias principales de la torre de refrigeración

## 6.2.4 Accesorios y sistemas de regulación

A demás para el correcto funcionamiento de la instalación se instalaran válvulas anti retorno, filtros, válvulas mariposa, termostatos de presión. En cuanto a la torre de refrigeración contará con un desagüe, una tubería de alimentación da agua así como un

sistema de purgado.

A demás se colocará varios termostatos de temperaturas según esquema que estarán custodiados por un controlador.

Todos los accesorios podemos localizarlos en el catálogo de ALMESA nombrado con anterioridad.

### **6.3. CIRCUITO DE AGUA REFRIGERADA**

#### **6.3.1. Conductos**

Al igual que en el circuito de enfriamiento los conductos a utilizar en el circuito de agua refrigerada serán los de Acero inoxidable.

#### **6.3.2. Caudalímetro**

**CAUDALÍMETROS  
ELECTROMAGNÉTICOS ABB  
MODELO PROCESSMASTER  
ELECTRÓNICA COMPACTA Y SEPARADA**

**Regaber**  
automatismos  
y servicios



Figura 22: Fotografía del caudalímetro del circuito de refrigeración de agua.

José Antonio Salar Marco

Los caudalímetros electromagnéticos ABB están diseñados para su uso en multitud de aplicaciones, y existen modelos específicos para el sector del agua potable, regadíos, aguas residuales, plantas de tratamiento de aguas residuales y de regeneración de efluentes.

Esta línea constituye una evolución tecnológica de la gama COPA-XE y MAG-XE

Características técnicas

**Primario:**

- » Modelo FEP311
- » Precisión: 0,4% del caudal actual (opcionalmente, 0,2%)
- » Bridas DIN de DN3 hasta DN2000, presión nominal de PN10 hasta PN40
- » Material de la carcasa:
  - DN3-400: aluminio
  - DN450-2000: acero
- » DN3-200:
  - Recubrimiento: teflón
  - Electrodo: Hastelloy C
- » DN250-2000:
  - Recubrimiento: goma dura
  - Electrodo: AISI 316 Ti
- » Opciones de protección: IP67, IP68

*Figura 23: Características técnicas del caudalímetro..*

Características:

- Posibilidad de diseño compacto o versión remota con convertidor separadol
- Longitudes de instalación estandarizadas
- Amplia gama de señales de salida
- Selección de diversos materiales de recubrimiento aprobados para aguas potables
- Separación primario-electrónica hasta 200 metros
- Adecuados para instalaciones subterráneas inundables
- Fácil puesta en marcha y fiabilidad de operación
- Completas funciones de diagnóstico
- Elevada precisión 0,4% (opcional 0,2%)
- Opcionalmente posibilidad de medición de tuberías parcialmente llenas
- Protocolo HART incluido
- Las instalaciones existentes con los modelos COPA o MAG-XE se pueden equipar con el convertidor de medición ProcessMaster para ponerse al día con el último nivel tecnológico.
- Gracias a la presencia de memoria en el primario o transductor, el convertidor lo reconoce automáticamente, con lo que los datos del transductor y los parámetros específicos del punto de medición se cargan automáticamente, facilitando y acelerando la puesta en funcionamiento y no requiriendo convertidores diferenciados para cada primario.

### **6.3.3 Bombas de circulación**

Conforme se ve en el esquema de la instalación se instalaran dos bombas de circulación de agua en paralelo capaces de soportar un caudal máximo de 263,7 m<sup>3</sup>/h y una presión máxima de 785 KPa con una pérdida de carga de 1,90 mca.

Características técnicas del catálogo de ESPABOMBAS;

### **6.4. CIRCUITO DE ALIMENTACIÓN DE VAPOR DE AGUA**

El sistema de distribución de vapor es un enlace importante entre la fuente generadora del vapor y el usuario. La fuente generadora del vapor puede ser una caldera o una planta de cogeneración. Esta, debe proporcionar vapor de buena calidad en las condiciones de caudal y presión requeridas, y debe realizarlo con las mínimas pérdidas de calor y atenciones de mantenimiento.

El condensado formado tanto en la tubería de distribución como en los equipos de proceso, es agua ya caliente y preparada para la alimentación de la caldera. Aunque es importante evacuar el condensado del espacio del vapor, se trata de un elemento demasiado valioso como para permitirnos desaprovecharlo. El circuito de vapor básico debe completarse con el retorno del condensado al tanque de alimentación de la caldera, siempre que sea factible.



José Antonio Salar Marco

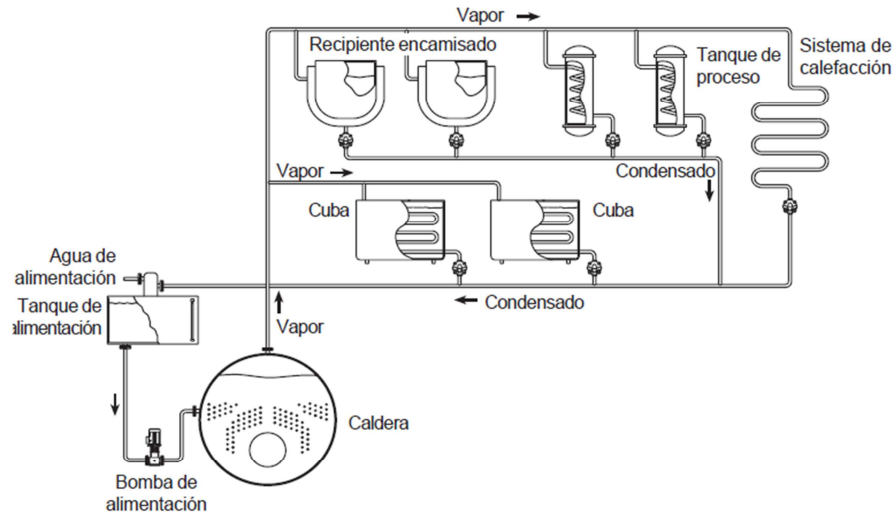


Figura 24: Circuito de vapor típico.

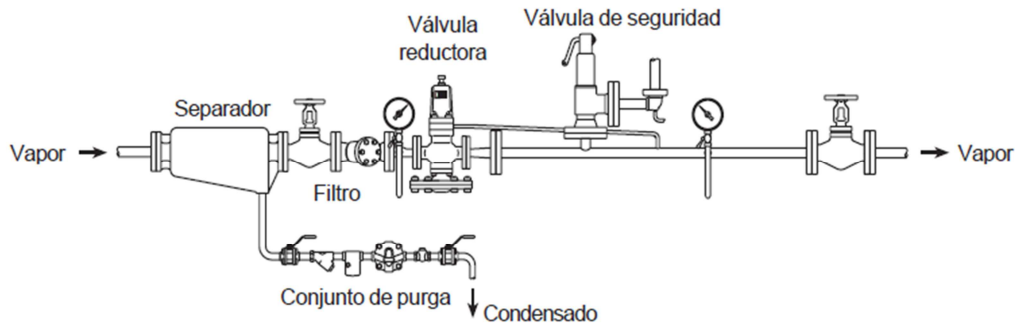
La presión a la que el vapor debe distribuirse está parcialmente determinada por el equipo de la planta que requiere una mayor presión.

Debe recordarse que el vapor perderá una parte de su presión al pasar por la tubería, a causa de la resistencia de la tubería al paso del fluido, y a la condensación por la cesión de calor a la tubería. Deberá tenerse en cuenta este margen a la hora de decidir la presión inicial de distribución.

Se dará con frecuencia el caso de que por razones técnicas sea beneficiosa la distribución del vapor a presiones más altas que la máxima presión requerida. Esta situación requerirá que la presión de vapor se reduzca en el punto de utilización para ajustarse a los requerimientos de los equipos.

El método más común de reducir la presión es la utilización de una estación reductora de presión, similar a la que se muestra en la figura 25.

José Antonio Salar Marco



*Figura 25: Estación de válvula reductora de presión.*

Antes de la válvula reductora se utiliza un separador para eliminar el agua que arrastra el vapor que entra, permitiendo que sólo el vapor seco saturado pase a través de la válvula reductora.

#### **6.4.1 Conductos**

Existe una tendencia natural cuando se seleccionan los tamaños de tuberías, a guiarse por el tamaño de las conexiones del equipo a las que van a conectarse. Si la tubería se dimensiona de este modo, es posible que no se pueda alcanzar el caudal volumétrico deseado. Para corregir esto y poder dimensionar correctamente la tubería, pueden utilizarse reductores concéntricos y excéntricos.

Las tuberías se pueden seleccionar basándose en una de las dos características:

- Velocidad del fluido.
- Caída de presión.

Probablemente el estándar de tuberías más común sea el derivado del American Petroleum Institute (API), donde las tuberías se clasifican según el espesor de pared de tubería, llamado Schedule.

## UTILIZACIÓN DE UN GRUPO DE ABSORCIÓN PARA LA GENERACIÓN DE FRÍO A 15°C MEDIANTE RESIDUOS DE LOS PROCESOS DE DESTILACIÓN

José Antonio Salar Marco

Estos Schedule están relacionados con la presión nominal de la tubería, y son un total de once, comenzando por 5 y seguido de 10, 20, 30, 40, 60, 80, 100, 120, 140, hasta el Schedule 160. Para tuberías de diámetro nominal 150 mm y menores, el Schedule 40 (denominado a veces 'standard weight'), es el más ligero de los especificados. Sólo los Schedule 40 y 80 cubren la gama completa de medidas nominales desde 15 mm hasta 600 mm y son los Schedule utilizados más comúnmente para instalaciones de tuberías de vapor.

La tabla 4 muestra un ejemplo de diámetros de distintas medidas de tubería, para distintos Schedule. En Europa las tuberías se fabrican según la norma DIN y se incluye la tubería DIN 2448 en la tabla.

Tamaño de tubería (mm)		15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150
Diámetro (mm)	Schedule 40	15,8	21,0	26,6	35,1	40,9	52,5	62,7	77,9	102,3	128,2	154,1
	Schedule 80	13,8	18,9	24,3	32,5	38,1	49,2	59,0	73,7	97,2	122,3	146,4
	Schedule 160	11,7	15,6	20,7	29,5	34,0	42,8	53,9	66,6	87,3	109,5	131,8
	DIN 2448	17,3	22,3	28,5	37,2	43,1	60,3	70,3	82,5	107,1	131,7	159,3

*Tabla 4: Diámetros de medidas de tuberías*

Las tuberías que se utilizan más usualmente son de acero al carbono (longitud estándar 6m) para distribución de vapor y líneas de condensado.

Otro término que se utiliza comúnmente para el espesor de la tubería es: 'Banda azul y Banda roja'. A ellas se refiere el BS 1387, (tubos y tubulares de acero adecuados para roscar con roscas BS 21), y se refiere a calidades particulares de tuberías; la Roja es de acero, utilizada comúnmente en aplicaciones de conducción de vapor, y la azul se utiliza como calidad media, comúnmente en sistemas de distribución de aire.

Para elegir las tuberías hemos escogido los catálogos de la empresa CUVENSA.

# UTILIZACIÓN DE UN GRUPO DE ABSORCIÓN PARA LA GENERACIÓN DE FRÍO A 15°C MEDIANTE RESIDUOS DE LOS PROCESOS DE DESTILACIÓN

José Antonio Salar Marco



Figura 26: Fotografía de tuberías acero al carbono.

Dimensiones y peso del tubo soldado y sin soldadura, según ANSI B 36.10 M-1985 y ANSI B 36.19 M-1985

Diámetro Nominal	O.D mm	Schedule					STD Schedule			XS Schedule					XXS	
		5S	10S	10	20	30	40S	40	60	80S	80	100	120	140		160
1/8"	10.3		1.24 0.28				1.73 0.37			2.41 0.47						
1/4"	13.70		1.65 0.49				2.24 0.63			3.02 0.80						
3/8"	17.10		1.65 0.63				2.31 0.84			3.20 1.10						
1/2"	21.30	1.65 0.80	2.11 1.00				2.77 1.27			3.73 1.62					4.78 1.95	7.47 2.55
3/4"	26.70	1.65 1.03	2.11 1.28				2.87 1.69			3.91 2.20					5.56 2.90	7.82 3.64
1"	33.40	1.65 1.30	2.77 2.09				3.38 2.50			4.55 3.24					6.35 4.24	9.09 5.45
1 1/4"	42.20	1.65 1.65	2.77 2.70				3.56 3.39			4.85 4.47					6.35 5.61	9.70 7.77
1 1/2"	48.30	1.65 1.91	2.77 3.10				3.68 4.05			5.08 5.41					7.14 7.25	10.15 9.56
2"	60.30	1.65 2.40	2.77 3.93				3.91 5.44			5.54 7.48					8.74 11.11	11.07 13.44
2 1/2"	73.00	2.11 3.69	3.05 5.26				5.16 8.63			7.01 11.41					9.53 14.92	14.02 20.39
3"	88.90	2.11 4.51	3.05 6.45				5.49 11.29			7.62 15.27					11.13 21.35	15.24 27.68
3 1/2"	101.60	2.11 5.18	3.05 7.40				5.74 13.57			8.08 18.63						
4"	114.30	2.11 5.84	3.05 8.36				6.02 16.07			8.56 22.32		11.13 28.32			13.49 33.54	17.12 41.03
5"	141.30	2.77 9.47	3.40 11.57				6.55 21.77			9.53 30.97		12.70 40.28			15.88 49.11	19.05 57.43
6"	168.30	2.77 11.32	3.40 13.84				7.11 28.26			10.97 42.56		14.27 54.20			18.26 67.56	21.95 79.22
8"	219.10	2.77 14.79	3.76 19.96		6.35 33.31	7.04 36.81	8.18 42.55	10.31 53.08	12.70 64.64	15.09 75.92	18.26 90.44	20.62 100.92	23.01 111.27	22.23 107.92		

# UTILIZACIÓN DE UN GRUPO DE ABSORCIÓN PARA LA GENERACIÓN DE FRIO A 15°C MEDIANTE RESIDUOS DE LOS PROCESOS DE DESTILACIÓN

José Antonio Salar Marco

10"	273.00	3.40 22.63	4.19 27.78		6.35 41.77	7.80 51.03	9.27 60.31	12.70 81.55	12.70 81.55	15.09 96.01	18.26 114.75	21.44 133.06	25.40 155.15	28.58 172.33	25.40 155.15
12"	323.80	3.96 31.25	4.57 36.00		6.35 49.73	8.38 65.20	9.53 73.88	10.31 79.73	14.27 108.96	12.70 97.46	17.48 132.08	21.44 159.19	25.40 186.97	28.58 208.14	25.40 238.76
14"	355.60	3.96 34.36	4.78 41.30	6.35 54.69	7.92 67.90	9.53 81.33	9.53 81.33	11.13 94.55	15.09 126.71	12.70 107.39	19.05 158.10	23.83 194.96	27.79 224.65	31.75 253.56	35.71 281.70
16"	406.40	4.19 41.56	4.78 47.29	6.35 62.64	7.92 77.83	9.53 93.27	9.53 93.27	12.70 123.30	16.66 160.12	12.70 123.30	21.44 203.53	26.19 245.56	30.96 286.64	36.53 333.19	40.49 365.35
18"	457.00	4.19 46.81	4.78 53.26	6.35 70.57	7.92 87.71	11.13 122.38	9.53 105.16	14.27 155.80	19.05 205.74	12.70 139.15	23.83 254.55	29.36 309.62	34.93 363.56	39.67 408.26	45.24 459.37
20"	508.00	4.78 59.25	5.54 68.61	6.35 78.55	9.53 117.15	12.70 155.12	9.53 117.15	15.09 183.42	20.62 247.83	12.70 155.12	26.19 311.17	32.54 381.53	38.10 441.49	44.45 508.11	50.01 564.81
22"	559.00	4.78 65.24	5.54 75.53	6.35 86.54	9.53 129.13	12.70 171.09	9.53 129.13		22.23 294.25	12.70 171.09	28.58 373.83	34.93 451.42	41.28 527.02	47.63 600.63	53.98 672.26
24"	610.00	5.54 82.47	6.35 94.53	6.35 94.53	9.53 141.12	14.27 209.64	9.53 141.12	17.48 255.41	24.61 355.26	12.70 187.06	30.96 442.08	38.89 547.71	46.02 640.03	52.37 720.15	59.54 808.22
26"	660.00			7.92 127.36	12.70 202.72		9.53 152.87			12.70 202.72					
28"	711.00			7.92 137.32	12.70 218.69	15.88 271.21	9.53 164.85			12.70 218.69					
30"	762.00	6.35 118.33	7.92 147.28	7.92 147.28	12.70 234.67	15.88 292.18	9.53 176.84			12.70 234.67					
32"	813.00			7.92 157.24	12.70 250.61	15.88 312.15	9.53 188.82	17.48 342.91		12.70 250.64					
34"	864.00			7.92 167.20	12.70 266.61	15.88 332.12	9.53 200.31	17.48 364.90		12.70 266.61					
36"	914.00			7.92 176.96	12.70 282.27	15.88 351.70	9.53 212.56	19.05 420.42		12.70 282.27					
38"	965.00						9.53 224.54			12.70 298.24					
40"	1016.00						9.53 236.53			12.70 314.22					
42"	1067.00						9.53 248.52			12.70 330.19					
44"	1118.00						9.53 260.50			12.70 346.16					

Números rojos = peso de la tubería en Kg

Números en negro: espesor en mm, Las dimensiones y espesores indicados son según normas DIN 2463, DIN 11.850 e ISO 4.200, Para las tuberías más usuales utilizadas por la industria.

Tabla 5: Diámetros de medidas de tuberías de acero al carbono

## 6.4.2. Tanque de condensado

El tanque de condensado no hay que calcularlo puesto que la planta ya dispone de uno lo suficientemente grande como para abarcar también el condensado que se produce con la implementación de esta nueva instalación.

## 6.4.3. Conductos circuito de condensado

Durante los procesos de transferencia de calor a partir de vapor saturado, éste entrega su calor latente (entalpía de evaporación), que representa la mayor producción del calor total que el vapor contiene.

José Antonio Salar Marco

El resto del calor en el vapor, es retenido en el condensado como calor sensible (entalpía del agua) tal como se muestra en la figura 27.



*Figura 27: Esquema del funcionamiento de las fases del vapor*

Cuando un kg de vapor se condensa completamente se obtiene un kg de condensado a la misma presión y temperatura tal y como indica la figura 28.



*Figura 28*

Un sistema térmico de generación de vapor eficiente reutiliza este condensado.

El desechar este condensado significa perder recursos financieros. Por lo cual una de las acciones importantes para mejorar la eficiencia energética, es aprovechar la energía contenida en el condensado, haciéndolo retornar a la caldera.

#### **6.4.4. Caldera**

Un generador de vapor pirotubular horizontal marca **MINGAZZINI**

**MODELO PVR 20** con cámara húmeda posterior, de las siguientes características:

---

##### **CARACTERISTICAS TECNICAS:**

■ Producción nominal de vapor:	2.000 Kg/h
■ Potencia calorífera:	1.200.000 Kcal/h
■ Superficie de calefacción total:	42 m <sup>2</sup>
■ Presión de diseño :	12 Bars
■ Presión prueba hidráulica:	18 Bars
■ Presión máxima de trabajo:	11 Bars
■ Clase:	SEGUNDA
■ Rendimiento térmico:	90 %
■	
■ Combustible:	FUEL-OIL
■ Poder calorífico superior del combustible:	9.700 Kcal/Kg
■ Rendimiento térmico CON ECONOMIZADOR:	89,5 %
■ Consumo máximo de FUEL-OIL:	138,22 Kg/h.
■ Volumen de agua a nivel medio:	2,94 m <sup>3</sup>
■ Volumen total:	4,00 m <sup>3</sup>
■ CO <sub>2</sub> en salida de humos :	13 %
■ Temperatura salida de humos:	220 - 230 °C
■ Potencia eléctrica instalada:	22 Kw.
■ Peso del generador en vacío:	7.400 Kg.
■ Longitud con quemador:	4.415 mm.
■ Longitud sin quemador:	3.450 mm.
■ Anchura:	2.240 mm.
■ Altura:	2.480 mm.
■ Diámetro chimenea:	400 mm

*Figura 29: Características técnicas de la caldera.*

#### **Descripción del generador.**

Generador de vapor con inversión de llama en el hogar.

Este generador es de **TRES PASOS DE GASES**, con retorno de llama en el hogar. El



José Antonio Salar Marco

primer y segundo paso se producen en el hogar y el tercer paso se produce en el haz tubular del generador.

El hogar está refrigerado por agua en toda su superficie, por lo que la parte posterior del hogar es del tipo húmeda.

**Estructura del generador:**

El cuerpo de presión está construido en plancha colada de calidad Fe 410.1 UNI 5869.75 ( H II DIN 17155), construido según la normativa vigente ISPEL y sometida a la vigilancia de la oficina colaboradora de industria.

**Los tubos de humos** de calidad Fe 35.2 UNI 663/68 (ST 35.8 DIN 17155), **están mandrinados sobre la placa tubular con mandrinador de control electrónico.**

Las uniones están cuidadosamente preparadas y soldadas automáticamente al arco sumergido por ambas caras y sometidas a control radiográfico.

**Separador de humedad tipo laberinto**, lo que permite disponer de un vapor saturado con un título muy alto, sin partículas de agua.

Base de sustentación construida de una robusta estructura de perfiles de acero sobre la cual está sostenida, en montante adecuados y alojados en el generador; en la base están instalados los elementos de alimentación del agua, combustible y cuadro eléctrico de control.

Dos puertas anteriores y dos puertas posteriores aisladas y abatibles en su totalidad nos aseguran una fácil inspección y limpieza de tubos de ambas cámaras. Las puertas de inspección y limpieza del lado del agua aseguran el control del cuerpo del generador y de los tubos.

El aislamiento térmico del cuerpo cilíndrico se realiza con manta de lana de roca de 100 mm de espesor provisto de anclajes de acero inoxidable fijados con soldadura de acero inoxidable siendo el forro del mismo material.

Los distanciadores entre el cuerpo cilíndrico y la plancha de embellecimiento exterior son de material aislante prensado.



José Antonio Salar Marco

La cámara de inversión de humos anterior está aislada en su parte externa con manta de lana de vidrio y por la parte interna está aislada con ladrillo refractario macizo y aislamiento refractario.

**El forro exterior es de acero inoxidable tipo espejo.**

Los accesorios del generador son los siguientes:

- Dos indicadores de nivel en acero con lectura de indicador en reflexión.
- Un sifón porta manómetro con válvula de tres vías con toma de comprobación.
- Un manómetro de gran diámetro.
- Dos válvulas de seguridad normalizadas.
- Una válvula de salida general de vapor.
- Una válvula de corte de los presostatos y manómetros.
- Dos equipos de alimentación compuesto por tres válvulas de interrupción y tres válvulas de retención de disco en acero inoxidable.
- Un equipo de descarga de fondos compuesto de una válvula de interrupción y una válvula de palanca de purga rápida.
- Una pasarela con escalera para un fácil acceso al manejo de los accesorios, automatismos y válvulas de seguridad.
- Dos electro bombas centrífugas a eje vertical/ó horizontal directamente acopladas para

José Antonio Salar Marco

alimentación del generador de vapor y dimensionada según vigente normativa ISPEL, con válvulas de retención de disco en acero inoxidable colocadas en la impulsión.

-Un equipo auto regulador de nivel de agua con sondas de funcionamiento electrónico para el control de las electro bombas de alimentación compuesto por;

- \* Electrodo de nivel mínimo del generador para puesta en marcha de la bomba de alimentación.

- \* Electrodo de nivel máximo para el paro de la bomba de alimentación.

-Dos sondas electrónicas, una de señalización de bajo nivel y otra de seguridad para bloquear el funcionamiento del generador y accionar al mismo tiempo las señales de alarma visibles y acústicas al producirse un descenso del nivel del generador por debajo del nivel mínimo.

Recuperado el nivel normal, un pulsador instalado en el cuadro eléctrico de control y accionado manualmente permite reponerlo en funcionamiento.

-Un presostato de funcionamiento para el encendido y el apagado del generador a la presión prefijada, con escala de regulación y diferencial regulable de 1 a 4 Kg/cm<sup>2</sup>.

- Un presostato de seguridad y bloqueo para el paro del funcionamiento del quemador y accionar una señal luminosa y acústica al superar la presión de máxima regulada.

Un pulsador instalado en el cuadro eléctrico de control permite manualmente el reponer el funcionamiento cuando haya descendido la presión regulada en al menos 1 Kg/cm<sup>2</sup>.

### **Equipo de combustión**

Un quemador marca ENERGY **modelo EB 1 NV**. Quemador no monobloque con cuerpo de quemador separado del ventilador de aportación del aire de combustión. Quemador de pulverización mecánica equipado con dispositivo de encendido automático mediante electrodos de encendido, célula fotorresistente para detección de llama, ventilador de aire de combustión, clapeta de regulación de aire, regulador proporcional, sonda de modulación, motor eléctrico de accionamiento, electro-bomba de combustible. Cuadro eléctrico de control con todos sus elementos y automatismos.

## **7.- PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO DE LOS DIFERENTES ELEMENTOS DE LA INSTALACIÓN.**

### **7.1. MAQUINA DE ABSORCIÓN**

Para elegir la máquina de absorción debemos conocer cuál es la potencia de refrigeración necesaria en nuestra instalación.

La potencia de refrigeración depende del caudal de agua a refrigerar, así como de la densidad del agua, del calor específico y de la diferencia de temperatura entre el agua antes de refrigerarse y después.

Dicho esto utilizando la siguiente ecuación;

$$Q_R = \dot{m} * \rho * c_p * AT$$

podemos calcular la potencia de refrigeración.

De donde;

“ $\dot{m}$ ”; caudal másico del agua a refrigerar.

“ $\rho$ ”; densidad del agua.

“ $c_p$ ”; calor específico del agua.

“ $AT$ ”; diferencia de temperaturas.

Una vez calculada la potencia de refrigeración cogemos el catalogo del fabricante y seleccionamos la máquina.

## **7.2. CIRCUITO DE AGUA ENFRIAMIENTO (TORRE)**

### **7.2.1. Conductos.**

#### *7.2.1.1. Definición de tramos y obtención de caudales*

Una vez definidos los tramos, y asignados los caudales, se buscan los diámetros comerciales que permitan el trasiego del fluido con la velocidad adecuada, esto es, situada entre 0,5m/s y 3m/s. Siendo 3 m/s el criterio de máxima velocidad para evitar la erosión de la tubería. En la tabla 8 podemos observar los valores de velocidad máxima. Teniendo en cuenta que el acero inoxidable se puede asemejar al acero galvanizado.

#### *7.2.1.2. Pérdidas en conductos*

Las ecuaciones de Manning se suelen utilizar en canales. Para el caso de las tuberías son válidas cuando el canal es circular y está parcial o totalmente lleno, o cuando el diámetro de la tubería es muy grande. Uno de los inconvenientes de la fórmula es que sólo tiene en cuenta un coeficiente de rugosidad (n) obtenido empíricamente, y no las variaciones de viscosidad con la temperatura. La expresión es la siguiente:

$$h = 10,3 * n^2 * \left( \frac{Q^2}{D^{5,33}} \right) * L$$

Dónde:

“h”; pérdida de carga o de energía (m)

“n”; coeficiente de rugosidad (adimensional)

“D”; diámetro interno de la tubería (m)

“Q”; caudal (m<sup>3</sup>/s)

# UTILIZACIÓN DE UN GRUPO DE ABSORCIÓN PARA LA GENERACIÓN DE FRÍO A 15°C MEDIANTE RESIDUOS DE LOS PROCESOS DE DESTILACIÓN

José Antonio Salar Marco

“L”; longitud de la tubería en (m)

El cálculo del coeficiente de rugosidad "n" es complejo, ya que no existe un método exacto. Para el caso de tuberías se pueden consultar los valores de "n" en tablas publicadas. Algunos de esos valores se resumen en la siguiente tabla:

COEFICIENTE DE RUGOSIDAD DE MANNING DE MATERIALES				
Material	n		Material	n
Plástico (PE, PVC)	0,006-0,010		Fundición	0,012-0,015
Poliéster reforzado con fibra de vidrio	0,009		Hormigón	0,012-0,017
Acero	0,010-0,011		Hormigón revestido con gunita	0,016-0,022
Hierro galvanizado	0,015-0,017		Revestimiento bituminoso	0,013-0,016

*Tabla 6: Coeficiente de rugosidad para diferentes materiales*

## **7.2.2. Selección de las bombas de circulación**

Las bombas de circulación se seleccionan en base a sus parámetros de funcionamiento, estos son, caudal a impulsar y caída de carga a vencer.

Para la obtención de estos parámetros tenemos que haber completado totalmente el dimensionamiento de la red de conductos. Una vez hecho esto, tomaremos la pérdida de carga total de la trayectoria o circuito cerrado más desfavorable (con una mayor caída).

En los diagramas pertinentes, elegiremos aquella bomba cuya curva motriz se acerque por arriba al punto definido por los parámetros de funcionamiento deseados.

### **7.2.3. Accesorios**

El circuito de enfriamiento agua en la torre está formado por una serie de accesorios (tes, codos,...) y válvulas en concreto y según plano dispondremos de una válvula anti retorno tras la impulsión de las bombas así como dos válvulas de mariposa a ambos lados de las bombas. A demás también irán colocadas dos válvulas de mariposa a la salida y entrada de la máquina de absorción. También habrá que colocar una válvula de tres vías para el bay pass de la torre de refrigeración.

A demás habrá que colocar un termostato en la entrada y salida de la máquina de absorción así como en la entrada y salida de cada una de las bombas.

### **7.2.4. Torre de refrigeración**

Para elegir la torre de refrigeración tenemos que saber cuál es la potencia de generación de vapor de la caldera así como la potencia de refrigeración del ciclo de absorción.

Como la potencia de la caldera no sabemos a partir de la fórmula del COP del ciclo de absorción la obtenemos en función de la potencia de refrigeración y despreciando la potencia de la bomba;

$$COP = \frac{Q_R}{(W_B + Q)}$$

Por otro lado tenemos la ecuación de potencias del ciclo;

$$Q_C = Q_R + (W_B + Q)$$

Despejando  $(W_B + Q)$  de la ecuación del COP y sustituyendo en la ecuación de  $Q_C$  obtenemos;

José Antonio Salar Marco

$$Q_C = Q_R + \frac{Q_R}{COP}$$

Reagrupando términos nos queda;

$$Q_C = Q_R(1 + \frac{1}{COP})$$

De donde;

“COP”; Coeficiente de operación. (1,4)

“Q<sub>R</sub>”; Potencia de refrigeración.

“W<sub>B</sub>”; Potencia de la bomba

“Q”; Potencia de la caldera

“Q<sub>C</sub>”; Potencia de disipación torre de refrigeración.

### **7.3. CIRCUITO DE AGUA REFRIGERADA**

#### **7.3.1. Conductos**

##### 7.3.1.1. Definición de tramos y obtención de caudales

Al igual que en el circuito de enfriamiento de agua en la torre, una vez definidos los tramos, y asignados los caudales, se buscan los diámetros comerciales que permitan el trasiego del fluido con la velocidad adecuada, esto es, situada entre 0,5m/s y 3m/s. Siendo 3 m/s el criterio de máxima velocidad para evitar la erosión de la tubería sacado al igual que en el apartado de enfriamiento agua en la torre de la tabla 8.

##### 7.3.1.2. Pérdidas en conductos

Misma forma que en el apartado 7.2.1.2.



### **7.3.2. Bombas de circulación**

Las bombas de circulación se seleccionan en base a sus parámetros de funcionamiento, estos son, caudal a impulsar y caída de carga a vencer.

Para la obtención de estos parámetros tenemos que haber completado totalmente el dimensionamiento de la red de conductos. Una vez hecho esto, tomaremos la pérdida de carga total de la trayectoria o circuito cerrado más desfavorable (con una mayor caída).

En los diagramas pertinentes, elegiremos aquella bomba cuya curva motriz se acerque por arriba al punto definido por los parámetros de funcionamiento deseados.

### **7.3.3. Caudalímetro**

El caudal volumétrico es función tanto de la velocidad del fluido como del diámetro del caudalímetro. El nomograma de rango de caudal muestra los caudales que pueden medirse con un determinado tamaño de caudalímetro, así como los tamaños de caudalímetro apropiados para un determinado caudal.

Entrando en el monograma de la figura 30 procedemos a calcular la sección del caudalímetro.

José Antonio Salar Marco

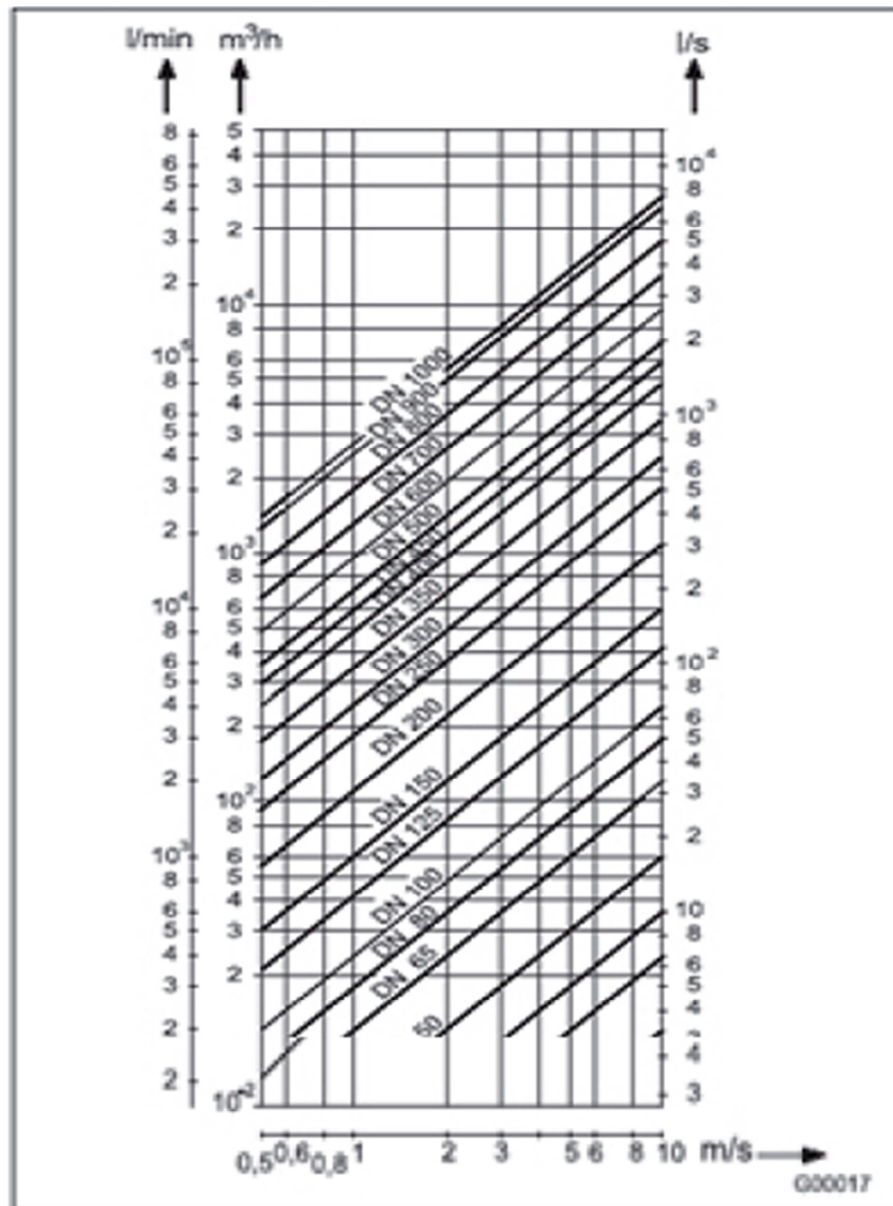


Figura 30: Monograma para el cálculo de la tubería del caudalímetro.

# UTILIZACIÓN DE UN GRUPO DE ABSORCIÓN PARA LA GENERACIÓN DE FRÍO A 15°C MEDIANTE RESIDUOS DE LOS PROCESOS DE DESTILACIÓN

José Antonio Salar Marco

Diámetro nominal		Valor límite inferior (Min.) del rango de medida	$Q_{max, DN}$
DN	"	$0,02 \times Q_{max, DN} (\approx 0,2 \text{ m/s})$	$0 \dots \approx 10 \text{ m/s}$
3	1/10	0,08 l/min (0.02 US gal/min)	4 l/min (1.06 US gal/min)
4	5/32	0,16 l/min (0.04 US gal/min)	8 l/min (2.11 US gal/min)
6	1/4	0,4 l/min (0.11 US gal/min)	20 l/min (5.28 US gal/min)
8	5/16	0,6 l/min (0.16 US gal/min)	30 l/min (7.93 US gal/min)
10	3/8	0,9 l/min (0.24 US gal/min)	45 l/min (11.9 US gal/min)
15	1/2	2 l/min (0.53 US gal/min)	100 l/min (26.4 US gal/min)
20	3/4	3 l/min (0.79 US gal/min)	150 l/min (39.6 US gal/min)
25	1	4 l/min (1.06 US gal/min)	200 l/min (52.8 US gal/min)
32	1 1/4	8 l/min (2.11 US gal/min)	400 l/min (106 US gal/min)
40	1 1/2	12 l/min (3.17 US gal/min)	600 l/min (159 US gal/min)
50	2	1,2 m³/h (5.28 US gal/min)	60 m³/h (264 US gal/min)
65	2 1/2	2,4 m³/h (10.57 US gal/min)	120 m³/h (528 US gal/min)
80	3	3,6 m³/h (15.9 US gal/min)	180 m³/h (793 US gal/min)
100	4	4,8 m³/h (21.1 US gal/min)	240 m³/h (1057 US gal/min)
125	5	8,4 m³/h (37 US gal/min)	420 m³/h (1849 US gal/min)
150	6	12 m³/h (52.8 US gal/min)	600 m³/h (2642 US gal/min)
200	8	21,6 m³/h (95.1 US gal/min)	1080 m³/h (4755 US gal/min)
250	10	36 m³/h (159 US gal/min)	1800 m³/h (7925 US gal/min)
300	12	48 m³/h (211 US gal/min)	2400 m³/h (10567 US gal/min)
350	14	66 m³/h (291 US gal/min)	3300 m³/h (14529 US gal/min)
400	16	90 m³/h (396 US gal/min)	4500 m³/h (19813 US gal/min)
450	18	120 m³/h (528 US gal/min)	6000 m³/h (26417 US gal/min)
500	20	132 m³/h (581 US gal/min)	6600 m³/h (29059 US gal/min)
600	24	192 m³/h (845 US gal/min)	9600 m³/h (42268 US gal/min)
700	28	264 m³/h (1162 US gal/min)	13200 m³/h (58118 US gal/min)
760	30	312 m³/h (1374 US gal/min)	15600 m³/h (68685 US gal/min)
800	32	360 m³/h (1585 US gal/min)	18000 m³/h (79252 US gal/min)
900	36	480 m³/h (2113 US gal/min)	24000 m³/h (105669 US gal/min)
1000	40	540 m³/h (2378 US gal/min)	27000 m³/h (118877 US gal/min)

Tabla 7: Caudal máximo y mínimo a soportar por un caudalímetro

## 7.3.4. Accesorios

En cuanto a los accesorios además de las tes, codos hay colocar una válvula de mariposa a la salida de la máquina de absorción y otra a la entrada así como una a cada lado de cada una de las bombas. Además hay que colocar una válvula antirretorno tras la salida de cada una de las bombas en la tubería de impulsión. Además hay que situar un termostato en la entrada y salida de la máquina de absorción y de cada una de las bombas.

## **7.4. CIRCUITO DE AGUA VAPOR**

### **7.4.1 Circuito vapor**

#### *7.4.1.1. Cálculo del diámetro óptimo de la tubería.*

En primer lugar hay que conocer la velocidad del fluido que circula por el interior de cada tramo de tubería. Inicialmente se da un valor para cada tipo de fluido que está basado en la experiencia. Estos valores no deben ser sobrepasados ya que se producirían problemas en las tuberías tales como golpe de ariete, cavitación, etc.

Conforme el Reglamento de Aparatos a Presión en la I.T.C correspondiente a Tuberías para Fluidos relativos a calderas, se sabe que los diámetros de las tuberías serán tales que las velocidades máximas de circulación del fluido no sobrepasara los límites exigidos de 60m/s para el vapor recalentado y de 50m/s para el vapor saturado.

A título orientativo, las velocidades medias de circulación de fluidos por el interior de tuberías son:

Fluido	Velocidad, m/s	Fluido	Velocidad, m/s
Agua en general	1 a 3	Gases a baja presión	3 a 10
Agua caliente	2 a 3	Gases a alta presión	5 a 15
Compuestos químicos	0,5 a 3	Aire comprimido	3 a 10
Fluidos viscosos, aceites, alquitranes	1 a 2	Vapor saturado	10 a 25
		Vapor recalentado	30 a 60

*Tabla 8: Velocidad máxima de un fluido en una tubería (Parte I)*

El proceso de cálculo se basa en el conocimiento del caudal del fluido a transportar, y fijando una velocidad de circulación del fluido por el interior de la tubería, se calcula la

José Antonio Salar Marco

sección de tubería circular y su diámetro según las siguientes fórmulas:

$$v = \frac{Q}{S} \rightarrow D = \sqrt{\frac{4 * Q}{\pi * v}}$$

Dónde:

“D”; diámetro mínimo de la tubería.

“Q”; caudal volumétrico del fluido que circula por el interior de la tubería.

“v”; velocidad del fluido basada en la experiencia.

Posteriormente se elige el diámetro normalizado más próximo (siempre mayor del calculado) mediante el catalogo.

Por ultimo hay que calcular la velocidad real de paso del fluido mediante la ecuación anterior utilizando el valor del diámetro normalizo. Con ello se comprueba que dicha velocidad no sea superior a los límites antes mencionados.

#### 7.4.1.2. Pérdida de carga en la tubería.

La pérdida de carga es un fenómeno que se produce como consecuencia de la fricción entre el la tubería y el fluido que circula por ella.

El cálculo de la pérdida de carga que se produce en una conducción es necesario para poder realizar el diseño de las bombas, pero también para comprobar que el diámetro que se ha elegido es el correcto ya que si dicha pérdida de carga es muy elevada hay que aumentar el diámetro de la conducción.

#### Cálculo de la pérdida de carga en líquidos

José Antonio Salar Marco

Para el cálculo de las pérdidas de carga en una tubería por la que circula un líquido se utiliza la ecuación de Fanning, expresada en metros de columna de agua.

$$AH = \frac{4 * f * L}{D} * \frac{v^2}{2 * g}$$
$$L = L + L_{eq}$$

Donde;

“f”; coeficiente de fricción adimensional

“L”; longitud total de la tubería.

“L<sub>t</sub>”; longitud del tramo de tubería.

“L<sub>eq</sub>”; longitud equivalente.

“v”; velocidad del fluido .

“D”; Diámetro interior de la tubería.

“g”, gravedad

En la ecuación de Fanning hay que tener en cuenta que la longitud que se utiliza no es simplemente la del tramo de tubería. Esto se debe a que cada conducción lleva una serie de accesorios (válvulas, codos, tes, ensanchamientos, etc) que también producen una pérdida de carga. Dicha pérdida de carga se puede contabilizar en metros gracias a los ábacos que permiten su cálculo en función del diámetro de la conducción.

El coeficiente de fricción, f, es un parámetro que depende de las propiedades físicas del fluido (reflejadas a través de N° de Reynolds) a su valor es:

José Antonio Salar Marco

-Si el régimen de circulación es laminar,  $Re < 2000$ :

$$f = \frac{16}{Re}$$

$$Re = \frac{\rho * v * d}{\mu}$$

Siendo la  $\mu$  viscosidad del fluido en Pa\*s

-Si el régimen es de transición ( $2000 < Re < 4000$ ) ó turbulento ( $Re > 4000$ ), el factor de fricción se puede leer en el diagrama de Moody. Para ello es necesario conocer la rugosidad relativa de la tubería,  $\xi/d$ , que depende del tipo de material.

#### Calculo de la pérdida de carga en gases

Para el calculo de las pérdidas de carga en una tubería por la que circula un gas se utiliza la siguiente expresión, considerando que la temperatura permanece constante durante todo el tramo de la tubería:

$$\frac{P_m}{2RT} (P_1^2 - P_2^2) = \frac{G^2}{\alpha} * \ln \frac{P_1}{P_2} + 2f * \frac{G^2 L}{D}$$

Donde;

“ $P_m$ ”; peso molecular del gas, kg/kmol.

José Antonio Salar Marco

“R”; constante de los gases perfectos = 8,314 J/(Kmol K)

“T”; temperatura del gas, K.

“P<sub>1</sub>”; presión en el punto inicial del tramo, Pa.

“P<sub>2</sub>”; presión en el punto final del tramo, Pa.

“G”; velocidad másica, kg/(s m<sup>2</sup>).

$$G = \frac{M}{\frac{\pi}{4} * D^2}$$

“M”; caudal másico, kg/s

“α”; factor adimensional que depende de la velocidad del gas.

-Flujo laminar: α=0,5

-Flujo turbulento: α=1

“f”; coeficiente de fricción

“L”; longitud de la tubería considerando la pérdida de carga causada por los accesorios.

“D”; diámetro de la tubería.

Conociendo la presión existente en el punto inicial, P<sub>1</sub>, se puede calcular la presión en el punto final, P<sub>2</sub> despejando en la expresión anterior.

Por tanto, la pérdida de carga de cada tramo será la diferencia de presiones existente entre los puntos inicial y final de dicho tramo.



La caída de presión que tiene lugar en las tuberías de vapor de la planta de cogeneración se calculará de acuerdo a esta expresión, considerando el vapor como gas.

#### 7.4.1.3. Aislamiento tuberías.

Se utilizarán como aislantes térmicos, elementos rígidos de fibras concéntricas impregnadas con resinas sintéticas a partir de melamina, denominados “coquillas”, material aislante de lana de roca, manta Roclaine 315 de 110 Kg/m<sup>3</sup> o similar. Este aislante se recubrirá con chapa de aluminio de 0,5 mm de espesor.

La necesidad del aislamiento de las tuberías no sólo se justifica en términos económicos de ahorro de calor, sino también por el hecho de que al ser mucho mayores las pérdidas caloríficas en tuberías no aisladas, la condensación en las tuberías de vapor también será más elevada, con lo que al final se acumulará condensado con el consiguiente peligro de golpes de ariete y humidificación por arrastre de partículas de vapor circundante.

A demás de las razones técnicas ya descritas, existen otras normas de seguridad para operarios, que obligan a aislar las tuberías. Las normas específicas a seguir vienen indicadas en la Ordenanza General de Seguridad e Higiene en el Trabajo.

Se considerará la temperatura ambiente de 18°C.

El aislamiento térmico de las instalaciones, aparatos y equipos viene reglamentado según la norma UNE 100.171. Aislamiento térmico. Materiales y colocación. Los espesores mínimos (mm) que se deben emplear para el aislamiento térmico de conducciones y aparatos están indicados en la siguiente tabla de la mencionada norma en función del diámetro y la temperatura del fluido caliente.

José Antonio Salar Marco

Diámetro exterior (mm)	Temperatura del fluido (°C)			
	40 - 65	66 - 100	101 - 150	151 - 200
$D \leq 35$	20	20	30	40
$35 < D \leq 60$	20	30	40	40
$60 < D \leq 90$	30	30	40	50
$90 < D \leq 140$	30	40	50	50
$140 < D$	30	40	50	60

*Tabla 8': Espesor para aislamiento tuberías*

Para temperaturas superiores a éstas se supondrá un espesor mínimo de 70 mm.

Estas tablas de espesores están para diferentes temperaturas de fluido, con un material de referencia de conductividad térmica igual a 0,4 W/mK a 20°C y condiciones estándar del ambiente exterior.

#### **7.4.2. Circuito condensado**

En las líneas de condensado se produce normalmente una cierta re vaporización del condensado (vapor flash); por la tubería circula pues una mezcla de líquido y vapor. Si este hecho no se tiene en cuenta al dimensionar la tubería, y se considera que por ella circula solamente líquido, se elegirá un diámetro demasiado pequeño; este error es bastante habitual y sus consecuencias son nefastas.

En efecto, si la tubería de condensado es de un diámetro inferior a lo necesario, la presión en ella (contrapresión) aumenta por encima de lo previsto; a consecuencia de ello disminuye la presión diferencial a la que trabajan los purgadores, lo que disminuye su capacidad, por lo que los equipos consumidores de vapor no funcionan bien y, a

menudo, se inundan de condensado en los momentos de máximo consumo. Muchos de los problemas usualmente encontrados en las instalaciones que consumen vapor tienen su origen en un dimensionamiento inadecuado de las tuberías de condensado.

Aunque el cálculo exacto del diámetro que debe tener una línea de condensado es un problema complicado, para el caso particular en el que todos los purgadores que descargan a la misma trabajan con vapor a la misma presión, es posible dar un método sencillo y razonablemente aproximado. El cálculo se realiza en cuatro etapas:

1.- Se calcula la cantidad total de condensado que la línea debe vehicular, como la suma del condensado que produce cada uno de los equipos conectados a la línea.

2.- Se calcula el porcentaje de condensado que se convertirá en vapor flash. Para ello debe conocerse la presión del vapor en los purgadores y la presión que se desea tener en la línea de condensado. Con esos dos datos la tabla 9 da directamente el porcentaje de condensado que se convierte en vapor flash. Si la presión primaria no fuera la misma en todos los purgadores, este cálculo debería hacerse por separado para cada uno de ellos.

3.-Se calcula la cantidad de vapor flash que circulará por la línea de condensado, aplicando el porcentaje calculado en el paso anterior a la cantidad total de condensado producido.

4.- Se dimensiona la tubería como si por ella solamente circulara el vapor, empleando la tabla 10. Los datos necesarios para ello son la presión del vapor (es decir, la presión en la línea de condensado), la cantidad de vapor que circula (que hemos calculado en el paso anterior) y la velocidad del vapor, que normalmente se elige entre 20 y 30 metros por segundo.

UTILIZACIÓN DE UN GRUPO DE ABSORCIÓN PARA LA GENERACIÓN DE FRÍO A 15°C  
MEDIANTE RESIDUOS DE LOS PROCESOS DE DESTILACIÓN

José Antonio Salar Marco

Presión primaria (barg)	PRESIÓN SECUNDARIA (barg)					
	0	0,2	0,5	1	2	4
0,2	0,97					
0,5	2,21	1,25				
1	3,90	2,94	1,71			
2	6,38	5,44	4,22	2,54		
4	9,88	8,96	7,77	6,13	3,65	
6	12,40	11,50	10,33	8,72	6,28	2,70
8	14,44	13,55	12,40	10,81	8,41	4,88
10	16,12	15,24	14,11	12,53	10,17	6,69
12	17,63	16,76	15,63	14,08	11,74	8,30
14	18,95	18,09	16,98	15,44	13,12	9,72
16	20,15	19,30	18,19	16,67	14,37	11,00
18	20,73	19,88	18,78	17,26	14,97	11,62
21	22,76	21,93	20,84	19,35	17,10	13,80

Tabla 9: Porcentaje de condensado que se convierte en vapor flash

PRESION (barg)	VELOCIDAD (M/S)	DN, mm									
		15	20	25	32	40	50	65	80	100	
0,5	5	3	6	9	16	22	36	60	83	139	
	10	7	12	19	33	45	72	120	166	279	
	20	14	24	39	67	90	144	241	332	559	
	25	18	30	49	84	113	181	301	415	699	
	30	21	36	59	101	135	217	361	498	839	
1	5	4	7	12	22	29	47	78	108	183	
	10	9	15	25	44	59	94	157	217	366	
	20	19	31	51	88	118	189	315	434	732	
	25	23	39	64	110	148	237	394	543	915	
	30	28	47	77	132	177	284	473	651	1098	
2	5	6	11	18	32	42	69	115	158	267	
	10	13	23	37	64	86	138	230	317	535	
	20	27	46	75	129	173	277	461	635	1071	
	25	34	58	94	161	216	346	576	794	138	
	30	41	69	113	193	260	416	692	953	1606	
3	5	9	15	24	42	56	90	151	208	350	
	10	18	30	49	84	113	181	302	416	701	
	20	36	60	99	169	227	363	604	832	1403	
	25	45	76	124	211	284	454	755	1040	1754	
	30	54	91	149	253	340	545	906	1248	2104	
4	5	1	18	30	52	70	112	186	256	432	
	10	22	37	61	104	140	224	372	513	865	
	20	45	75	122	208	280	448	745	1027	1730	
	25	56	93	153	261	350	560	932	1283	2163	
	30	67	112	183	313	420	672	1118	1540	2596	
5	5	13	22	36	61	83	133	221	304	513	
	10	26	44	72	123	166	266	442	609	1027	
	20	53	89	145	247	332	532	885	1219	2055	
	25	67	111	181	309	416	665	1107	1524	2569	
	30	80	133	218	371	499	798	1328	1829	3083	

Tabla 10: Caudal de vapor flash.

José Antonio Salar Marco

7.4.2.1. Aislamiento tuberías.

Ver apartado 7.4.1.3.

## 8.- CALCULOS JUSTIFICATIVOS.

### 8.1. MAQUINA DE ABSORCIÓN

Para poder elegir el equipo de absorción más adecuado debemos calcular su potencia de refrigeración y a partir de ahí elegimos el equipo.

En la tabla 11 nos refleja los resultados de los cálculos de la capacidad de refrigeración, el calor de disipación de la torre de refrigeración así como la potencia de la caldera.

Se exponen los resultados de los cuatro casos para los que se está estudiando el proyecto;

-Caso 1 para un caudal de 450 m<sup>3</sup>/h y AT 5 K.

-Caso 2 para un caudal de 450 m<sup>3</sup>/h y AT 3 K.

-Caso 3 para un caudal de 250 m<sup>3</sup>/h y AT 5 K.

-Caso 4 para un caudal de 250 m<sup>3</sup>/h y AT 3 K.

	Q(m <sup>3</sup> /h)	AT(K)	Qr (KW)	Q cooling (KW)	Qvapor (KW)
CASO1	450	5	2616	4485	1869
CASO2	450	3	1570	2691	1121
CASO3	250	5	1453	2492	1038
CASO4	250	3	872	1495	623

*Tabla 11: Casos estudiados en el proyecto*

Como vamos a poner dos equipos por caso debemos dividir por dos la capacidad de refrigeración y seleccionar el equipo que cumpla dicha capacidad.

Nota a partir de ahora el caso 2 y 3 van a ser el mismo puesto que debido a la

UTILIZACIÓN DE UN GRUPO DE ABSORCIÓN PARA LA GENERACIÓN DE FRÍO A 15°C  
MEDIANTE RESIDUOS DE LOS PROCESOS DE DESTILACIÓN

José Antonio Salar Marco

proximidad de sus capacidades de refrigeración el equipo seleccionada ha sido el mismo.

## **8.2. CIRCUITO DE AGUA ENFRIAMIENTO (TORRE)**

### **8.2.1. Conductos**

#### *8.2.1.1. Definición de tramos y obtención de caudales*

Como se ha explicado con anterioridad lo que reflejan las tablas 12 es el dimensionamiento de las tuberías una vez definidos los tramos y los caudales si fija una velocidad máxima del agua (en este caso y según la norma 3m/s) calculamos el diámetro que cumple con ese criterio. A continuación se selecciona el diámetro comercial de la tubería y recalculamos la velocidad.

DIAMETRO TUBERIAS AGUA TORRE				POTENCIA 1686,5 KW		
TRAMOS	Caudal m <sup>3</sup> /h	D teórico(V3m/s) (mm)	DN (mm)	D interior (mm)	DN (")	V (m/s)
1-2	481,00	238,13	273,10	266,30	10,00	2,40
2-3	481,00	238,13	273,10	266,30	10,00	2,40
3-5	320,60	194,41	219,10	213,56	8,00	2,49
5-7	160,30	137,47	168,30	162,76	6,00	2,14
3-4	160,30	137,47	168,30	162,76	6,00	2,14
5-6	160,30	137,47	168,30	162,76	6,00	2,14
7-8	160,30	137,47	168,30	162,76	6,00	2,14
9-2	481,00	238,13	273,10	266,30	10,00	2,40

Tabla 12: Dimensionado tramos y cálculo de diámetro de las tuberías del circuito de la torre para caso 1.

UTILIZACIÓN DE UN GRUPO DE ABSORCIÓN PARA LA GENERACIÓN DE FRÍO A 15°C  
MEDIANTE RESIDUOS DE LOS PROCESOS DE DESTILACIÓN

José Antonio Salar Marco

DIAMETRO TUBERIAS AGUA TORRE POTENCIA 847 KW						
TRAMOS	Caudal m <sup>3</sup> /h	D teórico (V3m/s) (mm)	DN (mm)	D interior (mm)	DN (")	V (m/s)
1-2	241,00	168,56	219,10	213,56	8	1,87
2-3	241,00	168,56	219,10	213,56	8	1,87
3-5	160,60	137,60	168,30	162,76	6	2,14
5-7	80,30	97,30	101,60	97,38	3 ½	2,99
3-4	80,30	97,30	101,60	97,38	3 ½	2,99
5-6	80,30	97,30	101,60	97,38	3 ½	2,99
7-8	80,30	97,30	101,60	97,38	3 ½	2,99
9-2	241,00	168,56	219,10	213,56	8	1,87

Tabla 13: Dimensionado tramos y cálculo de diámetro de las tuberías del circuito de la torre para caso 2 y 3.

DIAMETRO TUBERIAS AGUA TORRE POTENCIA 570 KW						
TRAMOS	Caudal m <sup>3</sup> /h	D teórico(V3m/s) (mm)	DN (mm)	D interior (mm)	DN (")	V (m/s)
1-2	162,00	138,20	168,30	162,76	6	2,16
2-3	162,00	138,20	168,30	162,76	6	2,16
3-5	108,00	112,84	141,30	135,76	5	2,07
5-7	54,00	79,79	88,90	84,68	3	2,66
3-4	54,00	79,79	88,90	84,68	3	2,66
5-6	54,00	79,79	88,90	84,68	3	2,66
7-8	54,00	79,79	88,90	84,68	3	2,66
9-2	162,00	138,20	168,30	162,76	6	2,16

Tabla 14: Dimensionado tramos y cálculo de diámetro de las tuberías del circuito de la torre para caso 4.



# UTILIZACIÓN DE UN GRUPO DE ABSORCIÓN PARA LA GENERACIÓN DE FRÍO A 15°C MEDIANTE RESIDUOS DE LOS PROCESOS DE DESTILACIÓN

José Antonio Salar Marco

## 8.2.1.2. Pérdidas en conductos.

Una vez determinando el diámetro normalizado de las tuberías procedemos a calcular la pérdidas en primer lugar utilizamos la ecuación de Manning para calcular las pérdidas primarias y posteriormente se calcula la longitud equivalente para calcular las pérdidas debidos a los accesorios de las tuberías todo esto se ve reflejado en la siguiente tabla por la potencia frigorífica de 1686 KW correspondiente a la mitad de la potencia del caso 1. y en las tablas sucesivas se reflejan también los cálculos para los otros 2 casos.

PERDIDAS CIRCUITO AGUA TORRE POTENCIA 1686 KW							
TRAMOS	Caudal m <sup>3</sup> /h	D interior (mm)	PERDIDAS (mmca/m)	LONGITUD (m)	LONGITUD EQUIVALENTE (m)	LONGITUD TOT (m)	PERDIDAS TOT (mca)
1-2	481,00	266,30	16,52	7,29	140,90	148,19	2,45
2-3	481,00	266,30	16,52	2,12	22,00	24,12	0,40
3-5	320,60	213,56	22,13	2,40	0,00	2,40	0,05
5-7	160,30	162,76	21,51	2,40	0,00	2,40	0,05
3-4	160,30	162,76	21,51	0,60	0,00	0,60	0,01
5-6	160,30	162,76	21,51	0,60	4,30	4,90	0,11
7-8	160,30	162,76	21,51	0,60	4,30	4,90	0,11
9-2	481,00	266,30	16,52	10,77	31,80	42,57	0,70

Tabla 15: Pérdida de carga en tuberías agua torre para caso 1.

UTILIZACIÓN DE UN GRUPO DE ABSORCIÓN PARA LA GENERACIÓN DE FRÍO A 15°C  
MEDIANTE RESIDUOS DE LOS PROCESOS DE DESTILACIÓN

José Antonio Salar Marco

PERDIDAS CIRCUITO AGUA TORRE POTENCIA 847 KW							
TRAMOS	Caudal m <sup>3</sup> /h	D interior (mm)	PERDIDAS (mmca/m)	LONGITUD m	LONGITUD EQUIVALENTE (m)	LONGITUD TOT (m)	PERDIDAS TOT (mca)
1-2	241,00	213,56	12,50	7,29	106,30	113,59	1,42
2-3	241,00	213,56	12,50	2,12	16,20	18,32	0,23
3-5	160,60	162,76	21,60	2,40	0,00	2,40	0,05
5-7	80,30	97,38	70,42	2,40	0,00	2,40	0,17
3-4	80,30	97,38	70,42	0,60	0,00	0,60	0,04
5-6	80,30	97,38	70,42	0,60	2,40	3,00	0,21
7-8	80,30	97,38	70,42	0,60	2,40	3,00	0,21
9-2	241,00	213,56	12,50	10,77	31,80	42,57	0,53

*Tabla 16: Pérdida de carga en tuberías agua torre para caso 2 y 3.*

PERDIDAS CIRCUITO AGUA TORRE POTENCIA 570 KW							
TRAMOS	Caudal (m <sup>3</sup> /h)	D interior (mm)	PERDIDAS (mmca/m)	LONGITUD m	LONGITUD EQUIVALENTE(m)	LONGITUD TOT (m)	PERDIDAS TOT (mca)
1-2	162,00	162,76	21,97	7,29	83,80	91,09	2,00
2-3	162,00	162,76	21,97	2,12	13,50	15,62	0,34
3-5	108,00	135,76	24,19	2,40	0,00	2,40	0,06
5-7	54,00	84,68	64,05	2,40	0,00	2,40	0,15
3-4	54,00	84,68	64,05	0,60	0,00	0,60	0,04
5-6	54,00	84,68	64,05	0,60	2,10	2,70	0,17
7-8	54,00	84,68	64,05	0,60	2,10	2,70	0,17
9-2	162,00	162,76	21,97	10,77	26,70	37,47	0,82

*Tabla 17: Pérdida de carga en tuberías agua torre para caso 4.*

Las pérdidas de presión que se han obtenido son relativamente pequeñas si las comparamos con los caudales que se están dando en los tres casos.

### **8.2.2. Selección de las bombas de circulación**

Para seleccionar las bombas tendremos en cuenta el caudal que circula por la tubería así como las pérdidas del recorrido más desfavorable del agua en la tubería.

A continuación en la tabla 18 se exponen los caudales las pedidas y el modelo de bomba elegido.

POTENCIA (KW)	Caudal (m3/h)	PERDIDA PRESIÓN (mca)	BOMBA SELECCIONADA	Nº BOMBAS
1686,5	481,00	3,55	FHN80-250/370	3
847	241,00	2,33	FHN80-250/370	2
847	241,00	2,33	FHN80-250/370	2
570	162,00	3,16	FHF80-160/110	2

*Tabla 18: Bombas circulación para circuito de enfriamiento de la torre de refrigeración.*

Para el caso 1 Potencia 1686,5 KW habrá que poner tres bombas en paralelo de las cuales solo dos estarán en funcionamiento y la otra se deja de reserva. Para el resto de casos se instalarán dos bombas y solo una estará funcionando.

### **8.2.3. Torre de refrigeración**

El cálculo de la potencia necesaria para la torre de refrigeración viene reflejado en la tabla 11 del en el apartado 8.1.1.

### **8.3. CIRCUITO DE AGUA REFRIGERADA**

#### **8.3.1 Conductos**

##### *8.3.1.1. Definición de tramos y obtención de caudales*

Como no hay distintos caudales dentro del circuito de agua refrigerada solo se ha definido 1 tramo. Como se refleja en la tabla 19.

DIAMETROS TUBERIAS AGUA REFRIGERADA						
POTENCIA REFR (KW)	Caudal (proces) (m3/h)	D teorico (V3m/s) (mm)	DN (mm)	Dinterior (mm)	DN (")	V (m/s)
1686,50	263,70	176,32	219,10	213,56	8	2,04
847,00	132,50	124,98	141,30	135,56	5	2,55
847,00	132,50	124,98	141,30	135,56	5	2,55
570,00	89,10	102,49	114,40	110,18	4	2,60

*Tabla 19: Dimensionamiento conducto agua de refrigeración*

Al igual que en el circuito de agua de la torre se ha diseñado para una velocidad del fluido de 3 m/s y una vez elegido el diámetro comercial se recalcula la velocidad.

Los diámetros se asemejan bastante a las embocaduras que hay en la máquina de absorción no teniendo que poner ni reducciones ni ampliaciones en muchos casos.

##### *8.3.1.2. Pérdidas de carga*

De la misma manera que para el circuito de la torre utilizamos la fórmula de Manning para calcular las pérdidas por unidad de longitud. A continuación calculamos la longitud equivalente que sumándola a la del tramo nos da la longitud total para saber la pérdidas en mca.

UTILIZACIÓN DE UN GRUPO DE ABSORCIÓN PARA LA GENERACIÓN DE FRÍO A 15°C  
MEDIANTE RESIDUOS DE LOS PROCESOS DE DESTILACIÓN

José Antonio Salar Marco

POTENCIA KW	Caudal m <sup>3</sup> /h	D interior (mm)	PERDIDAS (mmca/m)	LONGITUD m	LONGITUD EQUIVALENTE (m)	LONGITUD TOT (m)	PERDIDAS TOT (mca)
1686,5	263,70	213,56	14,97	14,39	112,40	126,79	1,90
847	132,50	135,56	36,68	14,39	74,20	88,59	3,25
847	132,50	135,56	36,68	14,39	74,20	88,59	3,25
570	89,10	110,18	46,76	14,39	70,60	84,99	3,97

*Tabla 20: Pérdidas de carga en conductos de refrigeración*

Las pérdidas para cada caso son de nuevo muy pequeñas frente al caudal que manejamos.

### **8.3.2. Selección de las bombas de circulación**

Con el caudal que circula por el circuito y la caída de presión total estamos en disposición de elegir la bomba a colocar para cada caso véase en la tabla 21.

POTENCIA KW	Caudal m <sup>3</sup> /h	PERDIDA PRESIÓN (mca)	BOMBA SELECCIONADA	Nº BOMBAS
1686,5	263,70	1,90	FFN100-200/300	2
847	132,50	3,25	FHF80-160/110	2
847	132,50	3,25	FHF80-160/110	2
570	89,10	3,97	FHF80-160/110	2

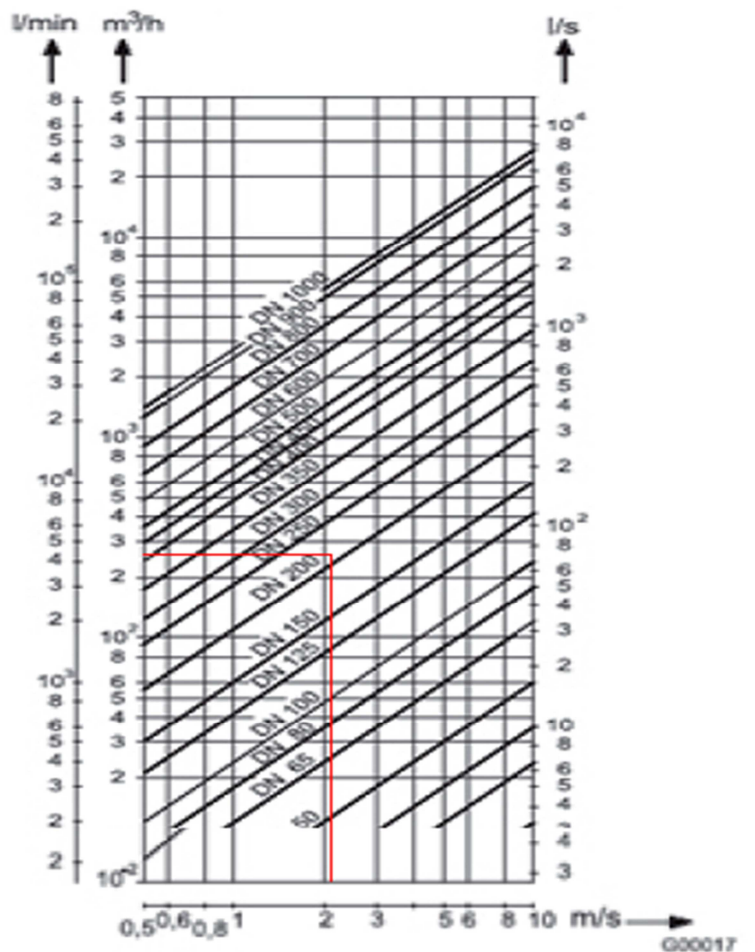
*Tabla 21: Bombas de circulación circuito de refrigeración*

Para los cuatro casos se colocaran dos bombas en paralelo de las cuales solo funcionará una, la otra se pone por prevención de rotura de la que está en funcionamiento.

### **8.3.3. Selección de caudalímetro.**

Para seleccionar el caudalímetro entramos en la figura 31 con el caudal que va a pasar a través del caudalímetro y con la velocidad real de paso del fluido calculada en el apartado anterior con todo ello seleccionamos donde se cortan las dos rectas el diámetro del caudalímetro y posteriormente lo comparamos con el diámetro de la tubería a la que está acoplado.

A continuación hacemos un ejemplo para el cálculo del primer caso;



*Figura 31: Ejemplo sobre monograma para elección caudalímetro.*

POTENCIA (KW)	Caudal (proces) m3/h	V (m/s)	DIAMTERO DEL CAUDALÍMETRO DN(mm)
1686,5	263,70	2,04	250,00
847	132,50	2,55	150,00
847	132,50	2,55	150,00
570	89,10	2,60	125,00

*Tabla 22: Dimensionamiento del caudalímetro para los cuatro casos*

Los diámetros nominales del caudalímetro coinciden con los diámetros nominales de las tuberías.

## **8.4. CIRCUITO DE VAPOR**

### **8.4.1. Circuito de vapor.**

#### *8.4.1.1. Diámetro óptimo de la tubería.*

La máquina de absorción trabaja con vapor saturado a 8 bar y 175°C, para el cálculo del diámetro nominal de la tubería y de las pérdidas debemos conocer una serie de parámetros que caracterizan al vapor saturado los cuales se reflejan en la figura 32.

# UTILIZACIÓN DE UN GRUPO DE ABSORCIÓN PARA LA GENERACIÓN DE FRÍO A 15°C MEDIANTE RESIDUOS DE LOS PROCESOS DE DESTILACIÓN

José Antonio Salar Marco

Temperatura de Saturación	175.451	°C
Entalpía Específica del Agua ( $h_f$ )	743.238	kJ/kg
Entalpía Específica de Evaporación ( $h_{fg}$ )	2030.49	kJ/kg
Entalpía Específica del Vapor ( $h_g$ ) ( $h_g$ )	2773.72	kJ/kg
Densidad del Vapor	4.65959	kg/m³
Volumen Específico del Vapor ( $v_g$ )	0.214611	m³/kg
Entropía Específica del Agua ( $s_f$ )	2.09550	kJ/kg K
Entropía Específica de Evaporación ( $s_{fg}$ )	4.52627	kJ/kg K
Entropía Específica del Vapor ( $s_g$ )	6.62177	kJ/kg K
Calor Específico del Vapor ( $c_v$ )	1.78573	kJ/kg K
Calor Específico del Vapor ( $c_p$ )	2.51157	kJ/kg K
Velocidad del sonido	502.024	m/s
Viscosidad Dinámica del Vapor	0.0148680	cP
Coeficiente Isentrópico ( $k$ ) ( $k$ )	1.30079	
Factor de Compresibilidad del Vapor	0.934289	

*Figura 32: Características del vapor saturado a 8 bar*

Para el cálculo del diámetro óptimo se procede de forma similar al de las tuberías de agua, el cambio más significativo es la velocidad del vapor que en este caso es de 25 m/s.

Q(Kg/h)	Q (m³/s)	V (diseño)	Dmin (m)	Tamaño nominal (")	Dint (m)	Dext (m)	V real (m/s)
2000	0,11922222	25	0,077922641	3	0,08468	0,0889	21,1692578
1000	0,05961111	25	0,055099628	2	0,057	0,063	23,3607953
1000	0,05961111	25	0,055099628	2	0,057	0,063	23,3607953
800	0,04768889	25	0,049282605	2	0,057	0,063	18,6886363

*Tabla 23: Dimensionado tubería de vapor*



# UTILIZACIÓN DE UN GRUPO DE ABSORCIÓN PARA LA GENERACIÓN DE FRIO A 15°C MEDIANTE RESIDUOS DE LOS PROCESOS DE DESTILACIÓN

José Antonio Salar Marco

## 8.4.1.2. Pérdida de carga en la tubería.

Para calcular las pérdidas de carga tenemos que partir del diámetro óptimo calculado en el anterior apartado y considerar el vapor de agua como un gas.

Tamaño nominal (")	V real (m/s)	L total (m)	Re	$\xi/D$	f	G( Kg/m <sup>2</sup> s)	$\alpha$	P2 (bar)	AP(Kpa)
3	21,17	60,16	5621023,19	0,00060	0,00437	98,65	1,00	8,00	0,02
2	23,36	60,16	4175335,47	0,00090	0,00481	108,86	1,00	8,00	0,00
2	23,36	60,16	4175335,47	0,00090	0,00481	108,86	1,00	8,00	0,00
2	18,69	60,16	3340268,38	0,00090	0,00481	87,09	1,00	8,00	0,02

Tabla 24: Pérdida de carga en tuberías de vapor

Las pérdidas resultantes en la tubería de vapor son insignificantes.

## 8.4.1.3. Cálculo aislamiento de la tubería

A partir de los diámetros calculados en el apartado 8.4.1.1 y de la temperatura del fluido en este caso vapor saturado a 175°C nos vamos a la tabla 8.1 y elegimos el aislamiento más adecuado para esta situación, cuyo resultado podemos ver en la siguiente tabla:

Dext (mm)	Temperatura condensado (°C)	Espesor aislamiento (mm)
88,9	175	50
63	175	50
63	175	50
63	175	50

Tabla 24': Aislamiento para la tubería de vapor

#### **8.4.2. Circuito de condensado**

En esta primera tabla de este apartado (tabla 25) refleja los datos del diámetro de las tuberías de condensado para las diferentes producciones de vapor y en la siguiente, la tabla 26 ya viene el cálculo para cada tramo. El tramo A-B y C-B se corresponde con el tramo de cada una de las máquinas de absorción hasta la unión a la tubería que une el condensado de las dos máquinas de absorción, mientras que el tramo B-D es el tramo por donde circula el condensado de las dos máquinas de absorción hasta la tubería general de la planta, donde se recogen condensados de otros procesos.

Producción condensado kg/h	vapor flash %	Cantidad vapor flash kg/h	DN mm
4000	10,81	432,4	80
2000	10,81	216,2	50
1600	10,81	172,96	50
1000	10,81	108,1	40
800	10,81	86,48	32

*Tabla 25: Diámetro tuberías condensado*

UTILIZACIÓN DE UN GRUPO DE ABSORCIÓN PARA LA GENERACIÓN DE FRIO A 15°C  
MEDIANTE RESIDUOS DE LOS PROCESOS DE DESTILACIÓN

José Antonio Salar Marco

POTENCIA (KW)	TRAMOS	DN (mm)
1600,5	Tramo A-B	50
1600,5	Tramo C-B	50
1600,5	Tramo B-D	80
847	Tramo A-B	40
847	Tramo C-B	40
847	Tramo B-D	50
570	Tramo A-B	32
570	Tramo B-C	32
570	Tramo B-D	50

*Tabla 26: Diámetro tuberías de condensado por tramos.*

8.4.2.1. Cálculo aislamiento de la tubería

POTENCIA (KW)	TRAMOS	DN (mm)	Temperatura condensado (°C)	Espesor aislamiento (mm)
1600,5	Tramo A-B	50	90	30
1600,5	Tramo B-C	50	90	30
1600,5	Tramo C-D	80	90	30
847	Tramo A-B	40	90	30
847	Tramo B-C	40	90	30
847	Tramo C-D	50	90	30
570	Tramo A-B	32	90	20
570	Tramo B-C	32	90	20
570	Tramo C-D	50	90	30

*Tabla 26': Aislamiento para la tuberías de condensado*

## 9.- ESTUDIO ECONÓMICO.

En esta apartado vamos a comparar el coste de la implementación de un sistema de absorción frente a la de un sistema de compresión simple.

En cuanto al sistema de absorción está alimentado por vapor que es generado en una caldera cuyo combustible utilizado para la generación de vapor es un rechazo de la planta con características similares a las del fuel-oil. Por lo tanto se trata de un residuo gratuito.

### 9.1. EXISTENCIAS DE RESIDUO

A continuación vamos a comprobar que las existencias de residuo que produce la empresa para un año son suficientes como para poder alimentar las dos calderas que vamos a colocar.

La producción de residuo que tiene la empresa en un año es de 1000 toneladas.

A continuación presentamos una tabla (tabla 27) donde nos indica como es el funcionamiento de la planta durante un año;

Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre
	1 maquina	1 maquina	1 maquina	2 maquinas	2 maquinas	2 maquinas	2 maquinas	2maquinas
Parada		1 maquina	1 maquina	1 maquina	2 maquinas	2 maquinas	2 maquinas	
Parada	Parada		1 maquina	1 maquina	1 maquina	1 maquina	1 maquina	1maquina
Parada	Parada	Parada						
Octubre	Noviembre	Diciembre						
1 maquina	1 maquina	Parada						
1 maquina		Parada						
	Parada	Parada						
Parada	Parada	Parada						

Tabla 27: Simulación del funcionamiento de trabajo de la planta

UTILIZACIÓN DE UN GRUPO DE ABSORCIÓN PARA LA GENERACIÓN DE FRÍO A 15°C  
MEDIANTE RESIDUOS DE LOS PROCESOS DE DESTILACIÓN

José Antonio Salar Marco

La planta está en funcionamiento 21 días al mes durante 24 horas al día, la tabla 27 nos indica que hay tres grupos de trabajo que están repartidos en tres turnos, y la demanda de la energía dividida en meses y en turnos. Así por ejemplo en el mes de junio en el turno de mañana 7- 15 horas deberán estar funcionando los dos equipos de absorción en el segundo turno 15-23 horas sobra estará funcionando una máquina y en el último turno de 23-7 también solo un equipo de absorción.

Se ha hecho un estudio de las horas que está funcionando al año el equipo de absorción con el siguiente resultado;

Funcionamiento instalación EQUIPO 1 (horas)	Funcionamiento instalación EQUIPO 2 (horas)
0	0
168	0
336	0
504	0
504	168
504	336
504	336
240	210
504	168
336	0
168	0
0	0
<b>TOTAL</b>	<b>1218</b>

*Tabla 28: Horas se funcionamiento de la instalación*

José Antonio Salar Marco

El equipo 1 de absorción que es el equipo que va a estar funcionando siempre que se requiera al menos un equipo se prevé que esté en funcionamiento 3768 horas al año, mientras que el equipo 2 que será el equipo auxiliar para cuando se demanda mayor potencia estará en funcionamiento 1218 horas al año.

Juntos en total sumarian 4986 horas.

Sabemos que la caldera para una potencia de 2000kg/h de producción de vapor que sería la máxima caldera a colocar, tiene un consumo máximo de 138,2 kg/hora para fuel-oils, como el residuo que dispone la planta tiene un PCS con respecto al fuel-oils de un 80%, consideramos que el consumo final de residuo será de un 25% más cuyo valor sería 172,75 kg/h.

Si hacemos la multiplicación de la horas de trabajo de los dos equipos por el consumo obtendremos los kg de residuo necesarios, cuyo valor sería 861331,5 kg o lo que es lo mismo 861,31 toneladas. **Como disponemos de 1000 toneladas de residuo al año sería posible colocar los dos equipos de absorción alimentados por dos calderas de vapor cuyo combustible fuese el residuo.**

**Nota, este cálculo se ha realizado para la mayor demanda de calor a refrigerar que sería para el caso de 450 m<sup>3</sup> /h y una diferencia de temperaturas de 5°C por lo que tendríamos suficiente residuo también para el resto de casos.**

## **9.2. COMPARACIÓN COMPRESIÓN- ABSORCIÓN (EQUIPO 1 GN Y EQUIPO 2 GN)**

Para comparar el sistema de absorción frente al de compresión sea cual sea el equipo de alimentación del sistema de absorción en primer lugar tenemos que hacer una previsión de la demanda de energía necesaria para cada uno de los equipos. Como se ha explicado en el apartado el equipo 1, que es el equipo de absorción que se utiliza en primer lugar cuando hay una cierta demanda de energía, puede estar siendo alimentado por una

UTILIZACIÓN DE UN GRUPO DE ABSORCIÓN PARA LA GENERACIÓN DE FRÍO A 15°C  
MEDIANTE RESIDUOS DE LOS PROCESOS DE DESTILACIÓN

José Antonio Salar Marco

cadera de GN o que queme residuo. Mientras que el equipo de absorción 2 es el que se pone en funcionamiento cuando la demanda que hay en un determinado momento no puede ser asumida por el equipo 1. Este equipo el equipo también puede estar alimentado por una caldera de GN o de residuo.

Independientemente de cual sea la alimentación de cada equipo, en la tabla 29 se ha realizado un cálculo de la energía demandada en KWh así como en MJ/mes y el consumo de GN en KWhPCS/mes, a partir de la tabla 27 del funcionamiento de la planta que se ha explicado con anterioridad.

*Nota; este estudio es para un caudal  $Q=450\text{m}^3/\text{h}$  y para un  $AT= 5\text{K}$ .*

Mes	Energía demand EQUIPO 1 (KWh)	Energía demand EQUIPO 2 (KWh)	Energía demand EQUIPO 1 (MJ/mes)	Energía demand EQUIPO 2 (MJ/mes)	Consumo Combustible (KWhPCS/mes)	Consumo Combustible (KWhPCS/mes)
Enero	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
Febrero	283332,0	0,0	1019995,2	0,0	391445,5	0,0
Marzo	566664,0	0,0	2039990,4	0,0	782891,1	0,0
Abril	849996,0	0,0	3059985,6	0,0	1174336,6	0,0
Mayo	849996,0	283332,0	3059985,6	1019995,2	1174336,6	391445,5
Junio	849996,0	566664,0	3059985,6	2039990,4	1174336,6	782891,1
Julio	849996,0	566664,0	3059985,6	2039990,4	1174336,6	782891,1
Agosto	404760,0	269840,0	1457136,0	971424,0	559207,9	372805,3
Septiembre	849996,0	283332,0	3059985,6	1019995,2	1174336,6	391445,5
Octubre	566664,0	0,0	2039990,4	0,0	782891,1	0,0
Noviembre	283332,0	0,0	1019995,2	0,0	391445,5	0,0

UTILIZACIÓN DE UN GRUPO DE ABSORCIÓN PARA LA GENERACIÓN DE FRIO A 15°C  
MEDIANTE RESIDUOS DE LOS PROCESOS DE DESTILACIÓN

José Antonio Salar Marco

Diciembre	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
Total	6354732,0	1969832,0	22877035,2	7091395,2	8779563,9	2721478,4

*Tabla 29: Energía demandada por el sistema de refrigeración*

**9.2.1. Equipo de absorción**

En el caso que estamos estudiando los dos equipos son alimentados cada uno con una caldera cuyo combustible es gas natural. El consumo de gas natural sería de 11501042,3 KWhPCS/año. Por otro lado tenemos que el término variable de la tarifa de GN facilitado por la empresa asciende a 0,034 KWhPCS por lo que el coste ascendería a 391035,4 Euros.

*Nota; el término fijo no hay que tenerlo en cuenta puesto que la empresa ya lo está pagando para otras instalaciones que hay dentro de la planta.*

En cuanto a la inversión la suma total del equipo de absorción es de 759837,6 Euros este resultado es debido a la suma del valor del coste de la máquina de absorción, la caldera, la torre de refrigeración así como las bombas, conductos y todos los accesorios necesarios para la correcta instalación para cada uno de los dos equipos:

-2 Equipos de absorción →  $229629 \times 2 = 459258$  Euros.

-2 Calderas de GN →  $45180 \times 2 = 90360$  Euros.

-2 Torres de refrigeración →  $41790 \times 2 = 83580$  Euros

-Bombas tuberías y todos los accesorios necesarios para los 2 equipos → 20% del resto de los equipos.

Por otra parte el mantenimiento lo debemos considerar el 1% de la inversión de la



instalación.

Y también hay que tener en cuenta los consumos eléctricos de otros elementos de la instalación.

### **9.2.2. Equipo de compresión**

A la hora de evaluar el equipo de compresión por un lado necesitamos saber cuál es la demanda de energía anual que tenemos (8324464 KWh) así como el COP de la máquina en este caso (3,5). Con estos datos la energía consumida anual sería igual a la división entre la energía demanda y el COP y cuyo valor es de 2378446,8 KWh.

Como dato de la empresa tenemos que el valor a pagar del término de energía es de 0,095KWh, si multiplicamos por la energía consumida tenemos el gasto que es de 225952 Euros.

*Nota; el término de potencia contratada se excluye del gasto puesto que es un gasto que ya tiene la empresa antes de la implementación de dicho proyecto.*

En cuanto a la inversión a realizar sería según presupuesto expedido de 650000 Euros, todo correctamente instalado y con todos los componentes necesarios para el correcto funcionamiento de la instalación.

El mantenimiento de este tipo de instalaciones lo consideramos el 2% debido a la elevada potencia de los compresores.

También se tiene en cuenta el consumo eléctrico de otros elementos de la instalación.

### **9.2.3 Comparación de ciclos**

A continuación se va a exponer la tabla 30 donde nos va a resumir los datos

## UTILIZACIÓN DE UN GRUPO DE ABSORCIÓN PARA LA GENERACIÓN DE FRÍO A 15°C MEDIANTE RESIDUOS DE LOS PROCESOS DE DESTILACIÓN

José Antonio Salar Marco

mencionados tanto del equipo de absorción como los del equipo de compresión;

	Inversión (Euros)	Gasto de energía (Euros)	Mantenimiento (Euros)	Gastos equipos (Euros)
Equipo absorción	759837,6	391035,4405	7598,376	89049,96
Equipo compresión	650000	225952,4514	13000	46656,495

*Tabla 30: Comparación datos para sistema de absorción y compresión*

Si desciframos un poco la tabla vemos que la inversión y el gasto energía eléctrica de los equipos es superior para el ciclo de absorción mientras que el gasto del mantenimiento mayor el del ciclo de compresión. Por otro lado tenemos que el gasto de energía del equipo de absorción también es mayor por lo que si hacemos el estudio económico de uno frente a otro siempre nos va a salir un VAN negativo lo que significa que es más rentable siempre el ciclo de compresión ante esta situación.

### **9.2.4. Resto de situaciones**

Si realizamos un estudio económico comparando un sistema con respecto al otro, para el resto de situaciones pasa lo mismo.

Para realizar el estudio económico cogemos los parámetros financieros que vienen en la tabla número 31:

Interés para pequeño capital(TANTO POR UNO)	0,06
Inflación energía auxiliar (TANTO POR UNO)	0,1
Mantenimiento (TANTO POR UNO respecto de la inversión inicial)	0,01
Inflación del mantenimiento	0,05
Tiempo de vida de la instalación n años	20

UTILIZACIÓN DE UN GRUPO DE ABSORCIÓN PARA LA GENERACIÓN DE FRÍO A 15°C  
MEDIANTE RESIDUOS DE LOS PROCESOS DE DESTILACIÓN

José Antonio Salar Marco

Factor de actualización de la energía	1,037735849
factor de actualización de mantenimiento	0,990566038
factor actualización gasto energía equipos	1,037735849

*Tabla 31: Parámetros financieros considerados*

Q= 450m <sup>3</sup> /h , AT = 3K Q= 250 m <sup>3</sup> /h ,AT =5K	Inversión (Euros)	Gasto de energía (Euros)	Mantenimiento (Euros)	Gastos equipos (Euros)
Equipo absorción	420000	196387,203	4200	46230,192
Equipo compresión	340297	113478,64	6805,94	31972,725

Diferencia Inversión	Ahorro energía n años (euros)	Ahorro Mantenimiento n años (euros)	Gasto energía equipos n años(Euros)
79703	-2411657,263	47701,8849	260983,7714

PAY BACK	NO TIENE
----------	----------

*Tabla 32: Estudio económico para Q= 450m<sup>3</sup>/h, AT = 3K y Q= 250 m<sup>3</sup>/h , AT =5K*

Es más rentable el sistema de compresión atendiendo a los resultados de la tabla.

# UTILIZACIÓN DE UN GRUPO DE ABSORCIÓN PARA LA GENERACIÓN DE FRIO A 15°C MEDIANTE RESIDUOS DE LOS PROCESOS DE DESTILACIÓN

José Antonio Salar Marco

Q= 250m <sup>3</sup> /h , AT = 3K	Inversión (Euros)	Gasto de energía (Euros) (Euros)	Mantenimiento (Euros)	Gastos equipos (Euros)
Equipo absorción	319200	132161,4	3192	29367,54
Equipo compresión	245000	76366,9714	4900	19183,635

Diferencia Inversión	Ahorro energía n años (euros)	Ahorro Mantenimiento n años (euros)	Gasto energía equipos n años(Euros)
74200	-1622957,072	31265,0404	186416,9796

PAY BACK NO TIENE

Tabla 33: Estudio económico para Q= 250 m<sup>3</sup>/h, AT =3K

Si calculamos el VAN es negativo lo que nos quiere decir que para cualquier situación en el tiempo es más rentable el sistema de compresión para este caso.

## **9.3. COMPARACIÓN COMPRESIÓN- ABSORCIÓN (EQUIPO 1 RESIDUO Y EQUIPO 2 GN)**

En esta comparativa lo que vamos hacer es que el sistema que alimenta el equipo 1 sea una caldera de vapor de agua cuyo combustible es el residuo y el equipo 2 alimentado por una caldera de vapor de agua cuyo combustible va a ser GN.

*Nota; este estudio es para un caudal Q=450m<sup>3</sup>/h y para un AT= 5K.*

### **9.3.1. Equipo de absorción**

Para este caso el consumo de gas natural sería de 2721478,42 KWhPCS/año. Multiplicando lo por el coste del termino variable de la tarifa de GN facilitado por la empresa asciende a 0,034 KWhPCS obtenemos el gasto que ascendería a 92530,26

José Antonio Salar Marco

Euros.

*Nota; el término fijo no hay que tenerlo en cuenta puesto que la empresa ya lo está pagando para otras instalaciones que hay dentro de la planta.*

En cuanto a la inversión la suma total del equipo de absorción es de 771621,6 Euros al igual que en el anterior apartado es la suma de todos los equipos y elementos necesarios para el funcionamiento de la instalación:

-2 Equipos de absorción  $\rightarrow 229629 \times 2 = 459258$  Euros.

-1 Caldera de GN  $\rightarrow 45180$  Euros.

-1 Caldera de residuo  $\rightarrow 55000$  Euros.

-2 Torres de refrigeración  $\rightarrow 41790 \times 2 = 83580$  Euros

-Bombas tuberías y todos los accesorios necesarios para los 2 equipos  $\rightarrow 20\%$  del resto de los equipos.

Mantenimiento 1% de la inversión.

Consideración consumo eléctrico otros elementos.

### **9.3.2. Equipo de compresión**

En cuanto a la demanda de energía del equipo de compresión para este caso es la misma que para el anterior apartado (8324464 KWh). Con estos datos la energía consumida anual sería igual a la división entre la energía demanda y el COP y cuyo valor es de 2378446,8 KWh.

Por lo tanto el valor a pagar del término de energía es también el mismo (225952 Euros).

## UTILIZACIÓN DE UN GRUPO DE ABSORCIÓN PARA LA GENERACIÓN DE FRIO A 15°C MEDIANTE RESIDUOS DE LOS PROCESOS DE DESTILACIÓN

José Antonio Salar Marco

En cuanto a la inversión a realizar sería según presupuesto expedido de 650000 Euros, todo correctamente instalado y con todos los componentes necesarios para el correcto funcionamiento de la instalación.

Consideramos mantenimiento 2% de la inversión así como el consumo eléctrico de otros elementos de la instalación también debemos de considerarlo.

### **9.3.3. Comparación de ciclos**

Si resumimos en la tabla 34 lo anteriormente expuesto en este apartado tenemos;

	Inversión (Euros)	Gasto de energía 1er año (Euros)	Mantenimiento 1er año (Euros)	Gastos equipos 1er año (Euros)
Equipo absorción	771621,6	92530,26632	7716,216	96628,68
Equipo compresión	650000	225952,4514	13000	46656,495

*Tabla 34: Datos de los sistemas de compresión y absorción*

Podemos observar que el la inversión del equipo absorción es mayor que la del equipo de compresión así como los gastos de energía eléctrica de los equipos asociados el primer año, pero por el contrario tenemos un gasto de energía menor y de mantenimiento para el equipo de absorción.

Por lo tanto podemos hacer un estudio económico comparando esta situación y ver cuando retornaríamos la inversión hecha en el caso de colocar un sistema de absorción.

Cogeremos de nuevo los parámetros financieros de la tabla 31.

UTILIZACIÓN DE UN GRUPO DE ABSORCIÓN PARA LA GENERACIÓN DE FRÍO A 15°C  
MEDIANTE RESIDUOS DE LOS PROCESOS DE DESTILACIÓN

José Antonio Salar Marco

Diferencia Inversión	Ahorro energía n años (euros)	Ahorro Mantenimiento n años (euros)	Gasto energía equipos n años(Euros)
121621,6	3881005,406	96719,97666	1453598,74

PAY BACK	1,36
----------	------

*Tabla 35: Estudio económico para 450 m<sup>3</sup>/h y AT = 5K.*

Lo que nos viene a decir el estudio económico que si implementamos un sistema de absorción para refrigerar el agua de la balsa pasados 1,36 años será más rentable que si implementamos un ciclo de compresión.

#### **9.3.4. Resto de situaciones**

Para el resto de situaciones el resultado es el siguiente;

Q= 450m <sup>3</sup> /h , AT = 3K Q= 250 m <sup>3</sup> /h ,AT =5K	Inversión (Euros)	Gasto de energía (Euros)	Mantenimiento (Euros)	Gastos equipos (Euros)
Equipo absorción	426000	46470,8779	4260	51440,562
Equipo compresión	340297	113478,64	6805,94	31972,725

Diferencia Inversión	Ahorro energía n años (euros)	Ahorro Mantenimiento n años (euros)	Gasto energía equipos n años(Euros)
85703	1949132,27	46603,5813	356359,9

PAY BACK	1,68
----------	------

*Tabla 36: Estudio económico para Q= 450m<sup>3</sup>/h, AT = 3K y Q= 250 m<sup>3</sup>/h, AT =5K*

# UTILIZACIÓN DE UN GRUPO DE ABSORCIÓN PARA LA GENERACIÓN DE FRÍO A 15°C MEDIANTE RESIDUOS DE LOS PROCESOS DE DESTILACIÓN

José Antonio Salar Marco

Q= 250m <sup>3</sup> /h , AT=3k	Inversión (Euros)	Gasto de energía (Euros)	Mantenimiento (Euros)	Gastos equipos (Euros)
Equipo absorción	324000	31273,2	3240	33867,405
Equipo compresión	245000	76366,9714	4900	19183,635

Diferencia Inversión	Ahorro energía n años (euros)	Ahorro Mantenimiento n años (euros)	Gasto energía equipos n años(Euros)
79000	1311694,68	30386,3976	268787,273

PAY BACK	2,37
----------	------

Tabla 37: Estudio económico para Q= 250m<sup>3</sup>/h, AT

Se observa que a medida que la potencia de refrigeración demandada es menor cuesta más tiempo retornar la inversión debido a que las cantidades de gasto de residuo son más pequeñas.

## **9.4. COMPARACIÓN COMPRESIÓN- ABSORCIÓN (EQUIPO 1 RESIDUO Y EQUIPO 2 RESIDUO)**

En esta situación tanto el equipo1 como el equipo 2 van a estar alimentados por una caldera de vapor cuyo combustible será el residuo.

Esta situación se puede dar puesto que hemos comprobado el primer apartado del estudio económico que disponemos de suficiente residuo en caso de ser necesario abastecer todo nuestra demanda con calderas con ducho combustible.

*Nota; este estudio es para un caudal Q=450m<sup>3</sup>/h y para un AT= 5K.*



#### **9.4.1. Equipo de absorción**

Para este caso no hay consumo de gas natural es decir nos estamos ahorrando toda la energía necesaria para el funcionamiento de la máquina de absorción.

En cuanto a la inversión la suma total del equipo de absorción es de 783405,6 Euros al igual que en el anterior apartado es la suma de todos los equipos y elementos necesarios para el funcionamiento de la instalación:

-2 Equipos de absorción  $\rightarrow 229629 \times 2 = 459258$  Euros.

-2 Caldera de residuo  $\rightarrow 55000 \times 2 = 110000$  Euros.

-2 Torres de refrigeración  $\rightarrow 41790 \times 2 = 83580$  Euros

-Bombas tuberías y todos los accesorios necesarios para los 2 equipos  $\rightarrow 20\%$  del resto de los equipos.

#### **9.4.2. Equipo de compresión**

En cuanto a la demanda de energía del equipo de compresión para este caso es la misma que para el anterior apartado (8324464 KWh). Con estos datos la energía consumida anual sería igual a la división entre la energía demanda y el COP y cuyo valor es de 2378446,8 KWh.

Por lo tanto el valor a pagar del término de energía es también el mismo (225952 Euros).

En cuanto a la inversión a realizar sería según presupuesto expedido de 650000 Euros conforme se ha explicado en el anterior apartado.

Por otra parte el mantenimiento siempre lo vamos a considerar el 2% de la inversión para este tipo de instalaciones.

# UTILIZACIÓN DE UN GRUPO DE ABSORCIÓN PARA LA GENERACIÓN DE FRÍO A 15°C MEDIANTE RESIDUOS DE LOS PROCESOS DE DESTILACIÓN

José Antonio Salar Marco

A demás hay que tener en cuenta también el consumo eléctrico de ciertos elementos que lleva la instalación como por ejemplo los ventiladores de la torre de refrigeración entre otros.

## 9.4.3. Comparación de ciclos

Si resumimos en la tabla 38 lo anteriormente expuesto en este apartado tenemos;

	Inversión (Euros)	Gasto de energía (Euros)	Mantenimiento (Euros)	Gastos equipos (Euros)
Equipo absorción	783405,6	0	7834,056	104207,4
Equipo compresión	650000	225952,451	13000	46656,495

Tabla 38: Datos económicos de ciclo de absorción y de compresión

De nuevo en esta situación la inversión del equipo absorción es mayor que la del equipo de compresión así como los gastos de energía eléctrica de los equipos asociados el primer año, y de nuevo tenemos un gasto de energía menor y de mantenimiento para el equipo de absorción.

Realizamos un estudio económico comparativo y obtenemos;

Diferencia Inversión	Ahorro energía n años (euros)	Ahorro Mantenimiento n años (euros)	Gasto energía equipos n años(Euros)
133405,6	6572540,277	94562,9085	1674049,73

PAY BACK	0,77
----------	------

Tabla 39: Estudio económico para  $Q= 450m^3/h$ ,  $AT = 5K$

# UTILIZACIÓN DE UN GRUPO DE ABSORCIÓN PARA LA GENERACIÓN DE FRÍO A 15°C MEDIANTE RESIDUOS DE LOS PROCESOS DE DESTILACIÓN

José Antonio Salar Marco

Según lo expuesto en la tabla 39 pasados 0,77 años empezaría a ser más rentable un instalación de absorción que una de compresión.

Un vez más estudiamos el resto de caudales y obtenemos los siguientes resultados;

## 9.4.4. Resto de situaciones

Q= 450m <sup>3</sup> /h , AT = 3K Q= 250 m <sup>3</sup> /h ,AT =5K	Inversión (Euros)	Gasto de energía (Euros) (Euros)	Mantenimiento (Euros)	Gastos equipos (Euros)
Equipo absorción	432000	0	4320	56650,932
Equipo compresión	340297	113478,64	6805,94	31972,725

Diferencia Inversión	Ahorro energía n años (euros)	Ahorro Mantenimiento n años (euros)	Gasto energía equipos n años(Euros)
91703	3300884,44	45505,2778	451736,03

PAY BACK	1
----------	---

Tabla 40: Estudio económico para Q= 450m<sup>3</sup>/h, AT = 3K y Q= 250 m<sup>3</sup>/h ,AT =5K

Q= 250m <sup>3</sup> /h , AT=3k	(Euros)	Gasto de energía (Euros) (Euros)	Mantenimiento (Euros)	Gastos equipos (Euros)
Equipo absorción	328800	0	3288	38367,27
Equipo compresión	245000	76366,9714	4900	19183,635

Diferencia Inversión	Ahorro energía n años (euros)	Ahorro Mantenimiento n años (euros)	Gasto energía equipos n años(Euros)
83800	2221374,42	29507,7547	351157,566

PAY BACK	1,41
----------	------

*Tabla 41: Estudio económico para  $Q=250\text{m}^3/\text{h}$ ,  $AT=3\text{K}$*

Al igual que en el apartado 9.4 a menor energía de refrigeración demandada mayor es el tiempo necesario para retornar diferencia de inversión entre los dos sistemas.

### **9.5. COMPARACIÓN COMPRESIÓN- ABSORCIÓN (EQUIPO 1 GN Y EQUIPO 2 RESIDUO)**

Como refleja el título del apartado el equipo de absorción número 1 va a estar alimentado por una caldera cuyo combustible va a ser gas natural mientras que el equipo 2 va a estar alimentado por una caldera cuyo combustible va a ser el residuo.

*Nota; este estudio es para un caudal  $Q=450\text{m}^3/\text{h}$  y para un  $AT=5\text{K}$ .*

#### **9.5.1. Equipo de absorción**

En cuanto al consumo de gas natural va a ser importante concretamente 8779563,95 KWhPCS/año que si lo multiplicamos por 0,034KWhPCS nos da un gasto de energía de 298505,17 Euros.

En cuanto a la inversión asciende a 771621,6 Euros que es la suma de todos los elementos de la instalación:

-2 Equipos de absorción  $\rightarrow 229629 \times 2 = 459258$  Euros.

-1 Caldera de residuo  $\rightarrow 55000$  Euros.

-1 Caldera de Gas Natural  $\rightarrow 45198$  Euros.

-2 Torres de refrigeración  $\rightarrow 41790 \times 2 = 83580$  Euros

-Bombas tuberías y todos los accesorios necesarios para los 2 equipos  $\rightarrow 20\%$  del resto de los equipos.

Por otra parte el mantenimiento lo debemos considerar el 1% de la inversión de la instalación.

Y también hay que tener en cuenta los consumos eléctricos de otros elementos de la instalación.

### **9.5.2. Equipo de compresión**

La energía demandada por el equipo de compresión para este caso sigue siendo la misma (8324464 KWh). Con estos datos la energía consumida anual sería igual a la división entre la energía demanda y el COP y cuyo valor es de 2378446,8 KWh.

Por lo tanto el valor a pagar del término de energía es también el mismo (225952 Euros).

La inversión tampoco cambia (650000 Euros) .

El mantenimiento siempre lo vamos a considerar el 2% de la inversión para este tipo de instalaciones.

Y también se verá reflejado a continuación el consumo de otros elementos de la instalación.

### **9.5.3. Comparación de ciclos**

Si resumimos en la tabla 42 lo anteriormente expuesto en este apartado tenemos;

	Inversión (Euros)	Gasto de energía (Euros)	Mantenimiento (Euros)	Gastos equipos (Euros)
Equipo absorción	771621,6	298505,174	7716,216	95681,34
Equipo compresión	650000	225952,451	13000	46656,495

José Antonio Salar Marco

*Tabla 42: Datos económicos de los sistemas de absorción y compresión.*

Se observa claramente que de nuevo la inversión y los gastos de los equipos auxiliares son mayor para el ciclo de absorción que para el de compresión y el mantenimiento como siempre al revés pero lo que lo que pasa es este caso es que también tenemos un mayor gasto de energía lo que nos lleva a que para este tipo de situación es más rentable un equipo de compresión que de absorción.

#### **9.5.4. Resto de situaciones**

Para el resto de situaciones pasa lo mismo.

UTILIZACIÓN DE UN GRUPO DE ABSORCIÓN PARA LA GENERACIÓN DE FRIO A 15°C  
MEDIANTE RESIDUOS DE LOS PROCESOS DE DESTILACIÓN

---

José Antonio Salar Marco

## 10.- CONCLUSIÓN FINAL

### 10.1. CONCLUSIÓN

En las tres siguientes tablas podemos ver la comparación del ciclo de absorción frente al ciclo de compresión. Lo que se ha hecho es resumir todas las situaciones del capítulo 9.

Cuando por ejemplo nos dice que tiene un Pay Back de 1,36 significa que si implementamos la instalación con un ciclo de absorción pasados 1,36 años rentabilizaríamos el sobre coste de instalar el ciclo de absorción frente al de compresión.

Por el contrario si nos dice que no tiene Pay Back significa que si implementamos un ciclo de absorción nunca podríamos recuperar el sobre costo de la inversión frente al ciclo de compresión debido a que el coste de la energía consumida es mayor.

COMPARACIÓN CICLO ABSORCIÓN FRENTE A COMPRESIÓN CASO 1 POTENCIA 3373 KW		
SITUACIONES	PAY BACK (años)	MAS RENTABLE
EQUIPO 1 GN EQUIPO 2 GN	No tiene	Compresión
EQUIPO 1 RESIDUO EQUIPO 1 GN	1,36	Absorción
EQUIPO 1 RESIDUO EQUIPO 2 RESIDUO	0,77	Absorción
EQUIPO 1 GN EQUIPO 2 RESIDUO	No tiene	Compresión



UTILIZACIÓN DE UN GRUPO DE ABSORCIÓN PARA LA GENERACIÓN DE FRIO A 15°C  
MEDIANTE RESIDUOS DE LOS PROCESOS DE DESTILACIÓN

José Antonio Salar Marco

*Tabla 43: Comparación ciclo absorción con compresión para caso1*

COMPARACIÓN CICLO ABSORCIÓN FRENTE A COMPRESIÓN CASO 2 Y 3 POTENCIA 1694 KW		
SITUACIONES	PAY BACK	MAS RENTABLE
EQUIPO 1 GN EQUIPO 2 GN	No tiene	Compresión
EQUIPO 1 RESIDUO EQUIPO 1 GN	1,68	Absorción
EQUIPO 1 RESIDUO EQUIPO 2 RESIDUO	1	Absorción
EQUIPO 1 GN EQUIPO 2 RESIDUO	No tiene	Compresión

*Tabla 44: Comparación ciclo absorción con compresión para caso2 y 3.*

COMPARACIÓN CICLO ABSORCIÓN FRENTE A COMPRESIÓN CASO 4 POTENCIA 1140 KW		
SITUACIONES	PAY BACK	MAS RENTABLE
EQUIPO 1 GN EQUIPO 2 GN	No tiene	Compresión
EQUIPO 1 RESIDUO EQUIPO 1 GN	2,37	Absorción
EQUIPO 1 RESIDUO EQUIPO 2 RESIDUO	1,41	Absorción
EQUIPO 1 GN	No tiene	Compresión

José Antonio Salar Marco

EQUIPO 2 RESIDUO		
------------------	--	--

*Tabla 45: Comparación ciclo absorción con compresión para caso4.*

## 11.- BIBLIOGRAFIA

### 11.1. BIBLIOGRAFIA

ENRIQUE TORRELLA ALCARAZ. La producción de frío. U.P.V. Dpto. de termodinámica aplicada

<http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/4701/fichero/Memoria%252F2.+Estado+del+arte+de+las+maquinas+de+absorcion.pdf>

<http://www.minetur.gob.es/energia/desarrollo/eficienciaenergetica/rite/reconocidos/reconocidos/condicionesclimaticas.pdf>

<http://torresderefrigeracion.org/>

<http://www.simona.de/static/sites/default/de/assets/Informationsmaterial/spanisch/prospekte/Systemkomponenten-Rohrleitungsbau-es>

[http://www.tubo-de-polietileno.unidelta.it/tubi\\_polietilene/06\\_material\\_tubos\\_polietileno.asp](http://www.tubo-de-polietileno.unidelta.it/tubi_polietilene/06_material_tubos_polietileno.asp)

José Antonio Salar Marco

[http://www.uclm.es/area/ing\\_rural/Catalogos/HidraulicaRiegos/EspaBombas.pdf](http://www.uclm.es/area/ing_rural/Catalogos/HidraulicaRiegos/EspaBombas.pdf)

<http://www.aquatherm.es/aislamiento.html>

[http://www.regaber.com/webregaber/bd/pdf/PA-AD-01-  
%20Caudalímetros%20Electromag.%20ABB%20Processmaster\\_AYS.pdf](http://www.regaber.com/webregaber/bd/pdf/PA-AD-01-%20Caudalímetros%20Electromag.%20ABB%20Processmaster_AYS.pdf)

<http://www.cuvenesa.com/tabdimen1.htm>

<http://www.scribd.com/doc/18356658/Manual-de-Calderas-y-Tratamiento-de-Agua>

<http://www.fagro.edu.uy/~hidrologia/riego/HIDRAULICA%20en%20TUBERIAS.pdf>

<http://www.miliarium.com/Prontuario/MedioAmbiente/Aguas/PerdidaCarga.asp>

<http://www.almesa.com/res/descargas/CatalogoTecnico.pdf>

[http://www.aco.es/files/ES\\_ACO-Spain\\_PDF/ACO\\_Tuberias\\_2010.pdf](http://www.aco.es/files/ES_ACO-Spain_PDF/ACO_Tuberias_2010.pdf)

[http://www.redproteger.com.ar/long\\_equivalente.htm](http://www.redproteger.com.ar/long_equivalente.htm)

José Antonio Salar Marco

<http://www.olpres.net/files/CALDERA%20VAPOR%20PIROTUBULAR%20POTENCIAS%20Y%20MEDIDAS.pdf>

[http://www.spiraxsarco.com/esc/SS\\_Properties.aspx?country\\_id=ar&lang\\_id=arg](http://www.spiraxsarco.com/esc/SS_Properties.aspx?country_id=ar&lang_id=arg)

<http://www.metrogas.cl/industria/userfiles/file/EF%20ENERG%20CONDENSADOSTRA.pdf>

[www.ica.es](http://www.ica.es) .Mejora de la eficiencia energética en instalaciones industriales y edificios

**TRNSYS-TYPE 144 Assessment of an indoor or outdoor swimming pool**

## **INDICE DE TABLAS**

Tabla 1: Calidades de las tuberías acero inoxidable.....	43
Tabla 2: Tolerancias y espesores de las tuberías acero inoxidable.....	43
Tabla 3: Diferentes dimensiones de tuberías acero inoxidable. ....	44
Tabla 4: Diámetros de medidas de tuberías .....	54
Tabla 5: Diámetros de medidas de tuberías de acero al carbono.....	56
Tabla 6: Coeficiente de rugosidad para diferentes materiales .....	65
Tabla 7: Caudal máximo y mínimo a soportar por un caudalímetro.....	70
Tabla 8: Velocidad máxima de un fluido en una tubería (Parte1) .....	71
Tabla 8': Espesor para aislamiento tuberías .....	77
Tabla 9: Porcentaje de condensado que se convierte en vapor flash.....	79
Tabla 10: Caudal de vapor flash. ....	79
Tabla 11: Casos estudiados en el proyecto .....	81
Tabla 12: Dimensionado tramos y cálculo de diámetro de las tuberías del circuito de la torre para caso 1.....	82
Tabla 13: Dimensionado tramos y cálculo de diámetro de las tuberías del circuito de la torre para caso 2 y 3. ....	83
Tabla 14: Dimensionado tramos y cálculo de diámetro de las tuberías del circuito de la torre para caso 4.....	83
Tabla 15: Perdida de carga en tuberías agua torre para caso 1.....	84
Tabla 16: Perdida de carga en tuberías agua torre para caso2 y 3. ....	85
Tabla 17: Perdida de carga en tuberías agua torre para caso 4.....	85
Tabla 18: Bombas circulación para circuito de enfriamiento de la torre de refrigeración.....	86
Tabla 19: Dimensionamiento conducto agua de refrigeración.....	87
Tabla 20: Perdidas de carga en conductos de refrigeración .....	88
Tabla 21: Bombas de circulación circuito de refrigeración .....	88
Tabla 22: Dimensionamiento del caudalímetro para los cuatro casos .....	90

UTILIZACIÓN DE UN GRUPO DE ABSORCIÓN PARA LA GENERACIÓN DE FRÍO A 15°C  
MEDIANTE RESIDUOS DE LOS PROCESOS DE DESTILACIÓN

José Antonio Salar Marco

Tabla 23: Dimensionado tubería de vapor .....	91
Tabla 24: Pérdida de carga en tuberías de vapor.....	92
Tabla 24': Aislamiento para la tubería de vapor .....	92
Tabla 25: Diámetro tuberías condensado.....	93
Tabla 26: Diámetro tuberías de condensado por tramos. ....	94
Tabla 26': Aislamiento para la tuberías de condensado .....	94
Tabla 27: Simulación del funcionamiento de trabajo de la planta .....	95
Tabla 28: Horas de funcionamiento de la instalación.....	96
Tabla 29: Energía demandada por el sistema de refrigeración .....	99
Tabla 30: Comparación datos para sistema de absorción y compresión.....	101
Tabla 31: Parámetros financieros considerados .....	102
Tabla 32: Estudio económico para $Q = 450 \text{ m}^3/\text{h}$ , $AT = 3 \text{ K}$ y $Q = 250 \text{ m}^3/\text{h}$ , $AT = 5 \text{ K}$ . 102	
Tabla 33: Estudio económico para $Q = 250 \text{ m}^3/\text{h}$ , $AT = 3 \text{ K}$ .....	103
Tabla 34: Datos de los sistemas de compresión y absorción.....	105
Tabla 35: Estudio económico para $450 \text{ m}^3/\text{h}$ y $AT = 5 \text{ K}$ .....	106
Tabla 36: Estudio económico para $Q = 450 \text{ m}^3/\text{h}$ , $AT = 3 \text{ K}$ y $Q = 250 \text{ m}^3/\text{h}$ , $AT = 5 \text{ K}$ ..	106
Tabla 37: Estudio económico para $Q = 250 \text{ m}^3/\text{h}$ , $AT$ .....	107
Tabla 38: Datos económicos de ciclo de absorción y de compresión.....	109
Tabla 39: Estudio económico para $Q = 450 \text{ m}^3/\text{h}$ , $AT = 5 \text{ K}$ .....	109
Tabla 40: Estudio económico para $Q = 450 \text{ m}^3/\text{h}$ , $AT = 3 \text{ K}$ y $Q = 250 \text{ m}^3/\text{h}$ , $AT = 5 \text{ K}$ ..	110
Tabla 41: Estudio económico para $Q = 250 \text{ m}^3/\text{h}$ , $AT = 3 \text{ K}$ .....	111
Tabla 42: Datos económicos de los sistemas de absorción y compresión.....	113
Tabla 43: Comparación ciclo absorción con compresión para caso1 .....	116
Tabla 44: Comparación ciclo absorción con compresión para caso2 y 3.....	116
Tabla 45: Comparación ciclo absorción con compresión para caso4. ....	117

## **INDICE DE FIGURAS**

Figura1: Regiones donde TAKASAGO desarrolla su actividad productiva.....	12
Figura2: Ciclo elemental de un ciclo de refrigeración por absorción.....	15
Figura3: Esquema del funcionamiento de un sistema de absorción .....	16
Figura 4: Diagrama P-T acerca del funcionamiento de un ciclo de absorción de doble efecto. ....	17
Figura5: Esquema equipos ciclo absorción de doble efecto .....	17
Figura 6: Información básica ciclo de absorción de simple efecto.....	18
Figura 7: Información básica ciclo de absorción de doble efecto .....	18
Figura 8: Esquema funcionamiento y partes de máquina de absorción de doble efecto. Marca Absorsitem.....	20
Figura 9: Esquema funcionamiento del proceso de destilación .....	25
Figura10: Esquema funcionamiento del sistema de refrigeración con circuito de agua de enfriamiento (torre). ....	30
Figura 11: Esquema de equilibrio térmico de la balsa. ....	31
Figura 12: Esquema funcionamiento térmico de la balsa .....	35
Figura 13: Circuito de funcionamiento finalmente adoptado del sistema de refrigeración de la balsa .....	38
Figura 14: Leyenda de elementos del circuito de funcionamiento.....	38
Figura 15: Características técnicas de la máquina de absorción seleccionada. Para el caso 1.....	40
Figura 16: Esquema del funcionamiento de la torre de refrigeración.....	41
Figura 17: Esquema de una instalación de una torre de refrigeración.....	42
Figura 18: Características técnicas de la bombas.....	45
Figura 19: Modelos de bombas a seleccionar.....	46
Figura 20: Características técnicas de la torre de refrigeración.....	47
Figura 21: Medias principales de la torre de refrigeración .....	47
Figura 22: Fotografía del caudalímetro del circuito de refrigeración de agua.....	48
Figura 23: Características técnicas del caudalímetro.....	49

# UTILIZACIÓN DE UN GRUPO DE ABSORCIÓN PARA LA GENERACIÓN DE FRIO A 15°C MEDIANTE RESIDUOS DE LOS PROCESOS DE DESTILACIÓN

---

José Antonio Salar Marco

Figura 24: Circuito de vapor típico. ....	52
Figura 25: Estación de válvula reductora de presión. ....	53
Figura 26: Fotografía de tuberías acero al carbono. ....	55
Figura 27: Esquema del funcionamiento de las fases del vapor .....	57
Figura 28.....	57
Figura 29: Características técnicas de la caldera.....	58
Figura 30: Monograma para el cálculo de la tubería del caudalímetro. ....	69
Figura 31: Ejemplo sobre monograma para elección caudalímetro. ....	89
Figura 32: Características del vapor saturado a 8 bar .....	91